ISSN 0005-2337

Автомобильная промышленность

№ 7 ○ 2008

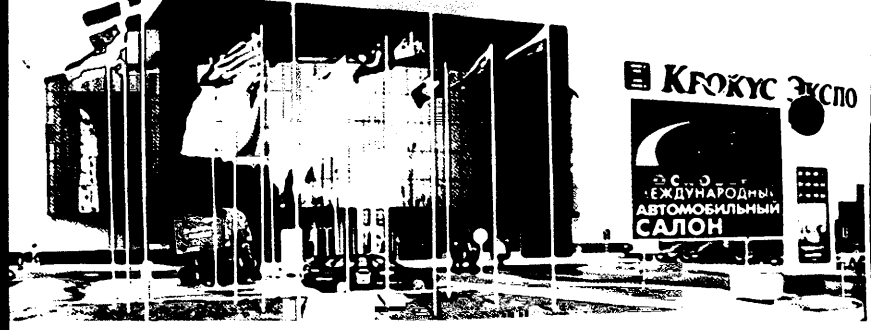
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

X МЕЖДУНАРОДНАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

ДВИГАТЕЛИ

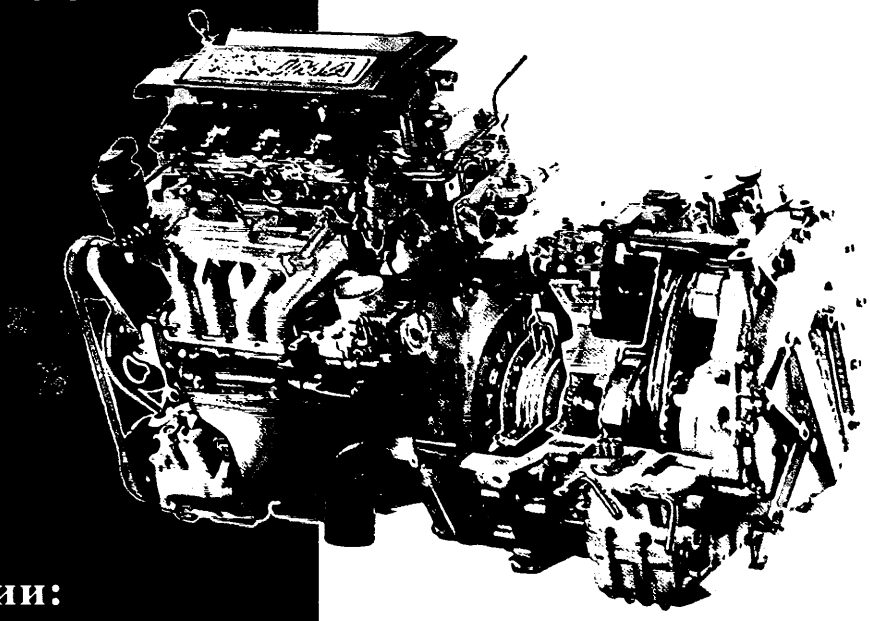
ДЛЯ РОССИЙСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ

28 августа 2008 года
МВЦ "Крокус-Экспо"



Комитет ТПП РФ по предпринимательству в автомобильной сфере
ОАО «Автосельхозмаш-холдинг» (ОАО «АСМ-холдинг»)
Государственный научный центр РФ «НАМИ»
Объединение автопроизводителей России (НП «ОАР»)
ПРИГЛАШАЮТ ВАС ПРИНЯТЬ УЧАСТИЕ В ЮБИЛЕЙНОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

в рамках деловой программы 4-й Международной автомобильной выставки «ИНТЕРАВТО-2008»



Темы дискуссии:

- научно-техническая политика в области автомобильного моторостроения;
- особенности развития корпоративных моторных бизнес-структур;
- состояние и проблемы развития подотрасли моторных автокомпонентов и автоэлектроники;
- система контроля подлинности изделий в автокомпонентах;
- комплексное обеспечение экологических требований к двигателям для автомобилей;
- применение нетрадиционных видов топлива;
- другие прогрессивные направления в области развития двигателестроения.

Идея конференции и ее концепция одобрены и поддержаны Минпромэнерго России, Торгово-промышленной палатой РФ.

Цель конференции: обсуждение проблем и подготовка предложений по развитию автомобильной промышленности России в области двигателестроения, ознакомление с результатами научных работ и выявление эффективных производственных проектов в отечественном и зарубежном двигателестроении.

В качестве докладчиков традиционно на конференции принимают участие представители органов федеральной исполнительной власти, руководители и ведущие специалисты отечественных и зарубежных фирм, занятых в области исследований, разработки, производства двигателей для автомобилей и комплектующих изделий к ним, представители банков, инвестиционных и консалтинговых компаний.

www.asm-holding.ru
e-mail: inf@asm-holding.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 7 • июль • 2008

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113.001.6:658.012.009.12

Выбор Парето-оптимальных параметров грузового автомобиля при его разработке

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ,
канд. эконом. наук А.В. КРАХМАЛЕВА, И.Д. ВАЛЕЕВ

КамАЗ

Чтобы создать конкурентоспособный автомобиль, его разработчики должны иметь в своем распоряжении инструменты, позволяющие реализовать принцип "делать правильно с первого раза". Однако таких инструментов пока нет. Поэтому конструкторы вынуждены применять процедуры оптимизации предварительно принятых параметров будущего изделия. Но и здесь не все просто. Вероятность того, что заранее выбранные ТЭП автомобиля будут оптимальными, невысокая. В связи с этим оптимизация ТЭП на ранних этапах разработки изделия и есть сейчас тот самый инструмент, о котором сказано выше. Правда, пользуются им явно недостаточно, хотя методы оптимизации ТЭП разработаны. Причины — слабая приспособленность этих методов к конкретным видам автомобилей, сложность установления аналитических зависимостей ТЭП, их многофакторность, комплексность, неопределенность на ранних этапах проектирования. Кроме того, очень часто к оптимизации ТЭП подходят чисто технически, тогда как любой автомобиль в эксплуатации должен не только выполнять какую-то технологическую операцию, но и приносить потребителю максимальный доход при минимальных затратах. Другими словами, оптимальными следует признать такие значения показателей качества автомобиля, при которых достигается либо наибольший эффект от эксплуатации при заданных затратах на его создание и эксплуатацию, либо — заданный эффект при наименьших затратах, либо — наибольшее отношение полезного эффекта к затратам.

На практике обеспечить оптимальные параметры автомобиля для всех возможных условий его эксплуатации невозможно: то, что оптимально при одних условиях, может оказаться далеко не оптимальным в других. Более того, улучшение одних свойств ухудшает другие. (Например, короткая база автомобиля способствует повышению маневренности, но одновременно ухудшает плавность его хода, сокращает длину грузовой платформы.) Поэтому под термином "оптимизация ТЭП автомобиля" правильнее понимать Парето-оптимизацию, т. е. любое улучшение оценочного показателя относительно исходной позиции можно считать оптимизацией. Параметры же, полученные в ходе улучшения оценочного показателя, — называть Парето-оптимальными. Но и в этом, как и в любом другом случае, необходимо правильно выбрать критерий оптимизации. И здесь выбор невелик: поскольку эффективность автомобиля в первую очередь достигается за счет обеспечения наиболее полного соответствия его ТЭП эксплуатационным требованиям, то и критерии оптимизации должны приниматься с позиций потребителя. Практически все без исключения технические параметры автомобиля отражаются на его экономичности. И второе: критерии оптимизации должны быть не просто техническими, а технико-экономическими (при покупке товаров инвестиционного назначения покупатель выдвигает на первый план показатель экономической эффективности). И, кроме того, нести смысловую нагрузку, быть понятными, интегрировать в себе как можно больше ТЭП изделия.

При соответствии данным требованиям оценочного показателя на этапе разработки автомобиля можно обеспечить его экономичность на уровне аналогов. Для этого, используя математическую модель зависимости критериального показателя от ТЭП автомобиля, методом итераций подбираются такие ТЭП, которые обеспечили бы ему значение критерия оптимизации на уровне конкурентных моделей.

Требованиям к критериям оптимизации грузовых автомобилей наиболее полно соответствует чистая те-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

кущая стоимость (*ЧТС*, в которой отражаются практически все параметры автомобиля и условия его эксплуатации. Она — основной оценочный показатель экономической эффективности инвестиций, в том числе и инвестиций на приобретение грузового автомобиля.

Проблема расчета *ЧТС* грузового автомобиля можно считать принципиально решенной, если определить чистый денежный поток (*ЧДП*) по годам за период эксплуатации автомобиля и составить таблицу из трех частей: инвестиции (покупка автомобиля и сопутствующие капитальные вложения), т. е. все капитализируемые единовременные затраты, связанные с приобретением автомобиля; доходы и расходы от эксплуатации автомобиля (по сути, отчет о доходах и расходах, в том числе о налоговых отчислениях и иных выплатах, относимых на себестоимость перевозок); коррекции денежных потоков: к чистой прибыли прибавляются амортизационные отчисления, так как они остаются на реновацию автомобиля в распоряжении владельца, а также средства, поступившие от продажи автомобиля по остаточной стоимости.

ЧДП в текущих ценах показывает чистый доход по годам эксплуатации. Чтобы сравнить его с единовременными затратами (оценить эффективность инвестиций), необходимо привести их к сопоставимому виду, так как инвестиционные затраты и получение чистого дохода происходят в разные периоды времени. Делается это путем дисконтирования: первый из параметров приводится к начальному периоду, для чего *ЧДП* соответствующего периода умножают на коэффициент *КД* дисконтирования, который подсчитывается по формуле $КД = 1/(1 + r)^n$, в которой $n = 0, 1, 2, 3, ..., T_{сл}$) — порядковый номер года; r — ставка дисконтирования. При этом r принимается равной "стоимости капитала" для хозяйствующего субъекта. Так, если инвестиции осуществляются за счет кредитных средств, то r равна процентной ставке по кредиту, а если за счет акционерного капитала,— то равна дивидендам по акционерному капиталу или норме прибыли на капитал предприятия.

ЧТС определяется как разность суммарного дисконтированного денежного потока и дисконтированной суммы инвестиций. Она показывает прирост капитала, т. е. суммарный эффект от эксплуатации автомобиля за весь срок его службы. Расчетная формула:

$$ЧТС = \sum_{n=0}^{T_{сл}} \frac{T_ф W_n - S_{эксп} - H_{пр_n} + Ц_{ост}}{(1+r)^n} - \sum_{n=0}^{T_i} \frac{I_n}{(1+r)^n},$$

где $S_{эксп}$, $H_{пр_n}$ — эксплуатационные затраты и налоги с прибыли; $T_ф$ — тариф на перевозки; W_n — производительность автомобиля в n-м году; $Ц_{ост}$ — остаточная стоимость автомобиля; T_i — период осуществления инвестиций; I_n — инвестиции n-го года. Входящие в нее годовую производительность грузового автомобиля и эксплуатационные затраты рекомендуется рассчитывать по формулам, приведенным на рис. 1 и 2.

ЧТС — основной оценочный показатель экономической эффективности новой техники, поэтому сравнительный анализ эффективности альтернативных вариантов сводится к сравнению их *ЧТС*: более эффективной будет та модель автомобиля, у которой *ЧТС* наибольшая.

На практике иногда невозможно определить выручку от эксплуатации новой техники, например, грузовых автомобилей, применяемых в технологической цепи собственного производства. В таких случаях экономическую эффективность следует оценивать по критерию "дисконтированные чистые расходы (*ДЧР*)", определяемому по формуле

$$ДЧР = \sum_{i=0}^{T_{сл}} ДТР_t + \sum_{i-0}^{T_i} ДI_t,$$

где $ДТР_i$ — дисконтированные текущие расходы i-го периода, т. е. эксплуатационные текущие затраты, которые определяются ТЭП автомобиля.

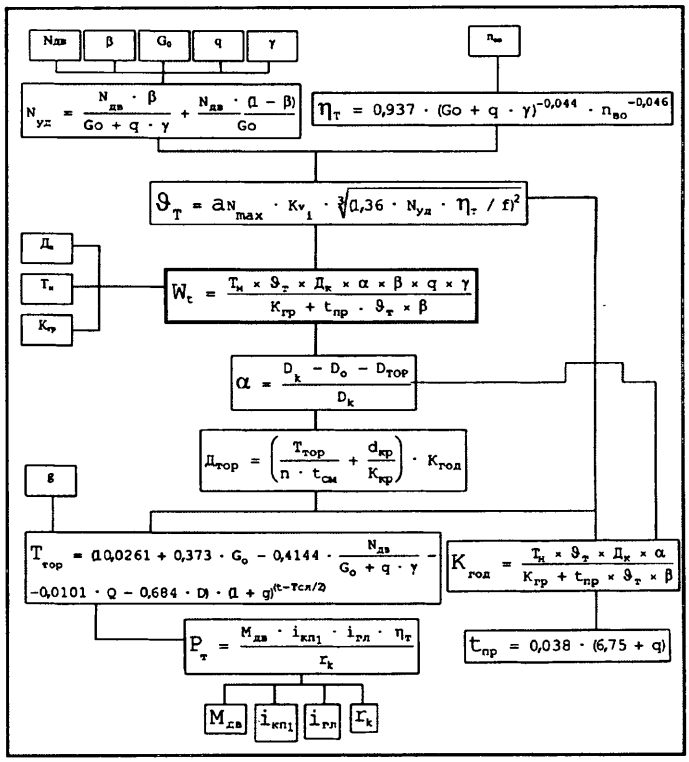


Рис. 1. Схема расчета производительности грузового автомобиля:
$N_{уд}$ — удельная мощность двигателя; q — грузоподъемность; γ — коэффициент класса груза; $n_{во}$ — число ведущих осей; $\eta_т$ — КПД трансмиссии; $D_к$ — число календарных дней; $D_о$ — дни простоя по организационным причинам; $D_{тор}$ — дни простоя в техническом обслуживании и ремонте; $d_{кр}$ — дни простоя в капитальном ремонте; g — годовой темп роста эксплуатационных затрат; t — текущий период; $t_{пр}$ — время на погрузку и разгрузку автомобиля; $K_{год}$ — годовой пробег; $T_{тор}$ — время, затраченное на техобслуживание и ремонт; n — численность ремонтных рабочих; $t_{см}$ — продолжительность смены; $v_т$ — средняя техническая скорость автомобиля; Q — линейный расход топлива; D — динамический фактор на I передаче; $P_т$ — сила тяги; $P_в$ — ветровая нагрузка; $M_{дв}$ — максимальный крутящий момент двигателя; $i_{кп1}$ — передаточное число I передачи КП; $i_{гл}$ — передаточное число главной передачи; $r_к$ — динамический радиус колеса; β — коэффициент использования пробега; $T_{сл}$ — срок службы автомобиля; $T_н$ — время в наряде; $K_{гр}$ — длина груженой ездки; a_{Nmax} — коэффициент использования мощности; K_v — коэффициент учета рельефа местности

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

$$S_т = \frac{1{,}01 \cdot K_{зим} \cdot K_{год} \cdot f \cdot [\beta(Go + \gamma q) + a - \beta Go] \cdot \left(\frac{1{,}05 \cdot \vartheta_т}{\vartheta_н} - 0{,}05\right) \cdot 10^4 \cdot C_т}{\rho \cdot H \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{ав}} \cdot (a + g_т)^t$$

$$S_{см} = K_{год} \cdot \left(\frac{\sum \vartheta_{1_i} \cdot c_i}{П_{то-1}} + \frac{\sum \vartheta_{2_i} \cdot c_i}{П_{то-2}}\right) + 2 \cdot \sum \vartheta_{ci} \cdot c_i + \frac{v_m \cdot \alpha \cdot C_м \cdot a + g_{см})^t}{100}$$

$$S_{тор} = \left[T_{тор_t} \cdot C_{тар} \cdot \left(1 + K_н \cdot K_{зу} + \frac{\alpha}{100} + \frac{\beta}{100} + \frac{\alpha + \beta}{10000}\right) \cdot \frac{K_{год}}{1000}\right] \cdot (1 + g_{зу})^t$$

$$S_ш = \frac{1{,}02 \cdot C_ш \cdot n_ш \cdot K_{год} \cdot U \cdot \theta \cdot \vartheta_т}{1000 \cdot (2 - \beta) \cdot (h - h_c) \cdot \vartheta_н}$$

$$S_{ам} = \frac{(m_{ar} + m''_{am}) \cdot Ц \cdot K_{год} \cdot K_{зм}}{100000}$$

$$S_{экс} = S_т + S_{см} + S_{тор} + S_ш + S_в + S_{ам} + S_н + S_д$$

$$S_в = K_{доп} \cdot C_{тар}\left[\frac{W}{q} \cdot \left(\frac{t_{пр}}{K_{гр}} + \frac{1}{\vartheta_э \cdot \gamma \cdot \beta}\right) + K_{орг} \cdot K_{год} \cdot \left(\frac{T_{тор}}{n \cdot t_{см}} + \frac{d_{кр}}{K_{кр}}\right) \cdot \frac{40}{n_р}\right]$$

$$S_н = \frac{\phi_2 \cdot n_{мех} \cdot C_{тар}}{K_{авт}} \cdot \left(1 + \frac{\alpha}{100} + \frac{\beta}{100} + \frac{\alpha \cdot \beta}{10000}\right) \cdot \frac{\varphi}{100} \cdot (1 + g_н)^t$$

$$S_q = N_e \cdot C_н + C_д \cdot \frac{W}{L} \cdot T_{тар} + C_{стр} \cdot Ц$$

Рис. 2. Схема расчета годовых эксплуатационных затрат грузового автомобиля:

$K_{зим}$ — коэффициент повышения расхода топлива в зимний период; $\eta_{дв}$ — КПД двигателя; $\eta_{ав}$ — коэффициент учета специальных устройств, уменьшающих расход топлива; $C_т$ — стоимость топлива; ρ — плотность топлива; H — теплота сгорания топлива; V_{1i}, V_{2i} — количество смазки i-го вида, применяемой при ТО-1 и ТО-2; $П_{ТО-1}$, $П_{ТО-2}$ — периодичность ТО-1 и ТО-2; C_i — стоимость i-го вида смазки; $V_т$ — годовой расход топлива; $\alpha_м$ — расход масла на угар; $g_{см}$ — темп роста затрат на смазку по мере старения автомобиля; $C_{тар}$ — тариф ремонтных рабочих; $K_н$ — коэффициент накладных затрат; $K_{зч}$ — коэффициент учета запчастей на ремонт; α — коэффициент дополнительной зарплаты; β — коэффициент учета выплат в социальные фонды; $g_{зч}$ — темп роста затрат на запчасти; $n_ш$ — число шин; $C_ш$ — стоимость шины; U — удельный износ шин; θ — коэффициент учета условий эксплуатации шины; h — высота протектора новой шины; h_q — минимально допустимая глубина протектора шины; $m_{ам}$ — норма амортизации; $Ц$ — цена автомобиля; $K_{ам}$ — коэффициент повышения нормы амортизации; $K_{доп}$ — коэффициент учета дополнительной зарплаты; W — годовая производительность автомобиля; $\upsilon_э$ — средняя эксплуатационная скорость; $n_р$ —число рабочих дней в неделю; $n_{мех}$ — число механиков в гараже; $K_{авт}$ — число автомобилей в гараже; $g_н$ — темп роста накладных расходов; $C_н$ — ставка налога с владельцев транспортных средств; $C_д$ — ставка налога с пользователей автомобильных дорог; $C_{стр}$ — страховой тариф

Критерий *ДЧР*, по сути, есть сумма единовременных и текущих затрат за срок службы автомобиля, или совокупная стоимость владения, приведенная к начальному периоду инвестиций. С его помощью можно оценить конкурентоспособность как инвестиционных, так и потребительских товаров. Но при условии, что их *ДЧР* рассчитаны на один и тот же объем работ. Однако на практике объемы работ разных автомобилей различны, поэтому сравниваются не *ДЧР*, а удельные *ДЧР* (*УДЧР*), которые подсчитывают по формуле

$$УДЧР = \left(\sum_{t=0}^{T_{сл}} ДТР_t + \sum_{t-0}^{T_i} ДИ_t\right) / \sum_{n=0}^{T_{сл}} W_n.$$

Причем *УДЧР* как оценочный показатель сравниваемых моделей предпочтительнее *ЧТС*, так как прогнозировать будущие доходы гораздо сложнее, чем расходы.

В роли критерия оптимизации можно использовать и удельные дисконтированные чистые расходы (*УДЧР*). Ведь коммерческий автомобиль прежде всего должен обеспечить максимальный прирост капитала покупателя, что и выражается критерием *ЧТС*. При этом расходы за жизненный цикл, приходящиеся на единицу выполненной работы, т. е. *УДЧР*, должны быть минимальными.

Именно исходя из вышеназванных обстоятельств, производитель должен оптимизировать предварительно принятые ТЭП автомобиля по *ЧТС* и *УДЧР*. Их преимущество в том, что они — показатели технико-экономические, в которых проявляются технические, эксплуатационные, производственные, экономические его характеристики. Кроме того, параметр *УДЧР* — ключевой в формировании прибыли хозяйствующего субъекта, занятого перевозками: при одних и тех же объемах работы и тарифе больше прибыли приносит тот автомобиль, у которого *УДЧР* меньше. С увеличением же балансовой прибыли улучшаются все количественные оценочные показатели (*ЧТС*, *ВКО*, *РИ*, окупаемость), характеризующие экономическую эффективность инвестиций, связанных с приобретением автомобиля. Немаловажно и то, что все данные, необходимые для расчета удельных эксплуатационных затрат, входят в техническое задание, они могут быть рассчитаны на ранних этапах проектирования.

Показатели *ЧТС* и *УДЧР* — функции многопараметрические: $ЧТС = f(N_{дв}, G_o, q, M_{дв}, \beta, \gamma, \alpha, ...)$; $УДЧР = f(N_{дв}, G_o, q, M_{дв}, \beta, \gamma, \alpha, ...)$. Очевидно, что эти параметры для каждого типа автомобиля могут в определенных пределах варьироваться. Тогда, принимая один из параметров (например, снаряженную массу) за факторный, а для остальных — приемлемые значения, можно определить функции зависимости интегрального показателя от факторного параметра, по которым определяется оптимальное значение данного параметра для принятых условий эксплуатации. Но при этом следует помнить, что далеко не все ТЭП автомобиля могут быть подвергнуты оптимизации при его разработке. Ряд показателей, обуславливающих условия эксплуатации (тариф на перевозку, время в наряде, ставка дисконтирования, коэффициент использования пробега, стоимость топлива и др.) обусловлены рыночной конъюнктурой и условиями эксплуатации. Технические же параметры (грузоподъемность, снаряженная масса, КПД трансмиссии, средняя техническая скорость и т. д.) проектируемой модели, наоборот, уже на стадии разработки технического задания могут быть оптимизированы по критериям *ЧТС* и *УДЧР*.

При Парето-оптимизации ТЭП один из параметров автомобиля принимается переменным, а остальные —

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

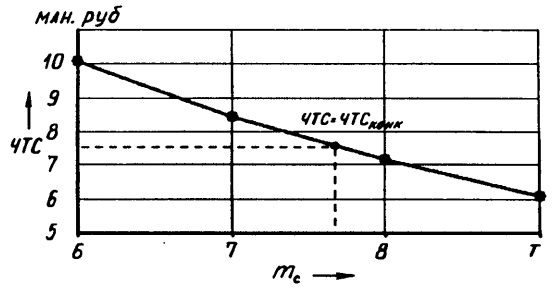


Рис. 3. Зависимость ЧТС тягача КамАЗ-5480 оснащенного двигателем ЯМЗ-7511 от снаряженной массы автомобиля

постоянными. Такое допущение, конечно, вносит определенную погрешность в результаты расчета, так как практически все ТЭП автомобиля взаимосвязаны. (Например, если увеличить периодичность замены смазки в двигателе, применив более дорогое масло, эксплуатационные затраты неизбежно возрастут.) Однако есть довольно простое решение, позволяющее избежать такой погрешности. Его суть состоит в следующем.

Для принятых условий эксплуатации устанавливается функция зависимости *ЧТС* от выбранного параметра, т. е. зависимость $ЧТС = f(A = \text{var}, B, C, D, ..., Z = \text{const})$. Но не только для проектируемой, а и для конкурентных моделей. Теперь конструктору остается принять такое значение переменного параметра *A*, которое обеспечивает экономическую эффективность новой модели по *ЧТС* не хуже, чем у конкурента. Это уравнение решается относительно переменного параметра *A* в предположении, что *ЧТС* новой модели равна *ЧТС* конкурентной модели ($ЧТС = ЧТС_{конк}$).

Пример такого подхода показан на рис. 3, где приведена зависимость интегрального показателя седельного тягача КамАЗ-5480 с двигателем ЯМЗ-7511 от его снаряженной массы, а в роли конкурента принят этот же тягач, но оснащенный двигателем КамАЗ-740.37-400, оценочный показатель $ЧТС_{5480}$ которого для принятых условий эксплуатации равнялся 7 643 098 руб.

Из рисунка видно, что условие $ЧТС = ЧТС_{конк}$ выполняется, если снаряженная масса КамАЗ-5480 с двигателем ЯМЗ-7511 составляет 7595 кг.

Фактически же она равна 7960 кг, что на 365 кг больше необходимой по условию равенства $ЧТС = ЧТС_{конк}$. Следовательно, для обеспечения конкурентоспособности по критерию *ЧТС* массу этого автомобиля необходимо снизить на 365 кг.

Аналогично можно оптимизировать и другие параметры автомобиля. В случае же, когда за счет одного параметра добиться выполнения условия $ЧТС = ЧТС_{конк}$ не удается, Парето-оптимизацию проводят по другим параметрам. Причем процесс оптимизации существенно облегчается, если известна сила воздействия ТЭП на оценочные показатели.

Эту силу оценивают по коэффициенту *K* чувствительности, рассчитываемому по любой из следующих двух формул: $K = \dfrac{ЧТС_{i_2}/ЧТС_{i_1}}{П_{i_2}/П_{i_1}}$; $K = \dfrac{УДЧР_{i_2}/УДЧР_{i_1}}{П_{i_2}/П_{i_1}}$.

В них $ЧТС_{i_1}$ ($УДЧР_{i_1}$) и $П_{i_1}$ — значение *ЧТС* (*УДЧР*) при базовом значении *i*-го параметра *П*; $ЧТС_{i_2}$ ($УДЧР_{i_2}$) — значение *ЧТС* (*УДЧР*) при повышении значения *i*-го параметра $П_{i_2}$ на 1 %.

Коэффициент чувствительности показывает, на сколько процентов меняется *ЧТС* или *УДЧР* изделия при увеличении исследуемого параметра на 1 %. И чем коэффициент больше, тем сила воздействия этого параметра на критериальные показатели выше. Например, на *ЧТС* и *УДЧР* автомобиля КамАЗ-5480 наиболее сильное влияние оказывают такие параметры, как тариф на перевозку ($K = 1{,}64$ %), мощность двигателя ($K = 1{,}55$ %), снаряженная масса ($K = -1{,}33$ %), число рабочих дней в году ($K = 1{,}23$ %), время в наряде ($K = 1{,}22$ %), средняя техническая скорость ($K = 1{,}19$ %), коэффициент использования мощности ($K = 1{,}18$ %), коэффициент учета рельефа местности ($K = 1{,}18$ %), КПД трансмиссии ($K = 1{,}12$ %). То есть при увеличении значения параметра коэффициент чувствительности тоже возрастает. Исключение лишь одно — снаряженная масса: при ее росте *K* уменьшается.

К сказанному следует добавить, что критерий *ЧТС* более "чутко", чем *УДЧР*, улавливает влияние параметра. Причина состоит в том, что *УДЧР* определяется делением суммарных дисконтированных затрат за срок службы автомобиля на суммарную его производительность за тот же срок. А так как знаменатель, как правило, цифра очень большая, то эффект влияния параметра на конечный результат просто "теряется". В связи с чем, для определения коэффициентов чувствительности параметров рекомендуется применять критерий *ЧТС*. Кроме того, для расчета *ЧТС*, в отличие от расчета *УДЧР*, используется больше параметров.

Для снижения трудоемкости оценки экономической эффективности и оптимизации параметров автомобилей на КамАЗе разработана прикладная программа "Авто-инвест". Она реализована в виде таблиц "Excel 2003" и позволяет: определить экономическую эффективность эксплуатации грузовых автомобилей и автобусов за их жизненный цикл, т. е. с момента покупки до списания или продажи с учетом трех схем их приобретения (за счет собственных средств, по лизингу, по кредиту); оценить уровень качества и конкурентоспособность автомобилей и их агрегатов; моделировать уровень экономической эффективности, качества и конкурентоспособности автомобилей; оценивать, как влияет на экономическую эффективность, качество и конкурентоспособность автомобиля использование на нем разных узлов и агрегатов, а также технические, эксплуатационные и экономические его показатели; рассчитывать конкурентную цену автомобиля по критерию "экономическая эффективность"; выбирать Парето-оптимальные параметры автомобиля при его разработке; рассчитывать индивидуальные значения технико-эксплуатационных показателей автомобилей.

Все результаты расчетов имеют высокую степень объективности и достоверности. Потому что прикладная программа оценку выполняет с позиций потребителя; расчеты ведутся для типовых и одинаковых условий эксплуатации всех сравниваемых автомобилей; в качестве конкурентов выбираются автомобили тако-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

го же класса, как и оцениваемый; учитывается инфляция; денежные потоки дисконтируются; принимается в расчет снижение технико-экономических параметров автомобилей по мере их старения, а экономическая эффективность оценивается с учетом схемы их приобретения; затраты на капитальный ремонт берутся за тот период, в котором они осуществляются, а эксплуатационные затраты вычисляются по формулам, учитывающим физический процесс транспортной деятельности и рыночные реалии в сфере транспортных услуг; денежные потоки формируются по правилам бухгалтерского учета транспортной деятельности, причем в такой поток входят все налоги, предусмотренные Налоговым кодексом РФ в сфере транспорта; оценка экономической эффективности для предприятий и предпринимателей без образования юридического лица ведется по разным программам.

Рассмотренный метод выбора Парето-оптимальных параметров в сочетании с прикладной программой "Авто-инвест" позволяет при проектировании автомобилей реализовать тот принцип, о котором упомянуто в начале статьи: "делать правильно с первого раза". Причем метод, как показывает опыт КамАЗа, особенно эффективен при разработке технического задания на грузовой автомобиль: он дает возможность принять в техническом задании очень обоснованные ТЭП и тем самым — обеспечивать экономическую эффективность проектируемой модели не хуже, чем у конкурентов.

В последнее время российское автомобилестроение как отрасль от этапа концептуального планирования перешло к реальному развитию. И первые его результаты, прямо скажем, оказались далеки от запланированных. Очень скоро нам придется анализировать и исправлять собственные ошибки. Однако уже существует доступный для изучения уникальный опыт более расторопного соседа — Китая. Причем опыт разный, как положительный, так и отрицательный. Не учесть его с нашей стороны было бы по меньшей мере странным.

УДК 629.113/.115(510)

"Фольксваген" в Китае

Н.А. ХРУСТАЛЕВА

МИУ

В КНР очень давно и прочно обосновались многие автомобилестроительные фирмы США и Европы. Но в 2006 г. лидером по числу проданных легковых АТС вновь стала группа "Фольксваген": ее доля рынка повысилась до 17 % по сравнению с 16 % в 2005 г. Более того, Китай сейчас вообще самый крупный рынок этой фирмы: здесь она продает больше продукции, чем на родине, в Германии. Причем ее производственные мощности в Китае загружены почти максимально. И тому есть причины, от которых, на взгляд автора, не должны "отмахиваться" работники госаппарата, отвечающие за развитие российской автомобилестроительной отрасли.

История работы фирмы "Фольксваген" в Китае восходит к 1978 г., когда начались ее переговоры с китайским правительством: они были сложными. Тем не менее производство АТС фирмы началось в 1983 г. Были созданы два стратегических альянса (СП) с местными автопроизводителями "ФАВ" и "САИК". В последующие 20 лет "Фольксваген" строго следовала достигнутым договоренностям: предоставляла новые технологии своим партнерам и обучала работников совместных предприятий. Ей удалось избежать конкуренции между своими стратегическими местными партнерами, разделив модельный ряд поставленных на производство АТС между предприятиями каждого из партнеров. В итоге автомобили "Фольксваген" стали восприниматься как (китайский) бренд. Отсюда и большая популярность продукции на китайском рынке.

В этом смысле "Фольксваген" оказалась гибче других зарубежных фирм. Она согласилась с условиями правительства Китая, которые позднее были закреплены в законодательном акте "Промышленная политика для автомобильной промышленности " (1994 г.), а также в пришедшем ему на смену после вступления Китая в ВТО документе "Политика развития автомобильной промышленности" (2004 г.), суть которых, если коротко, сводится к следующему. В случае производства готовых автомобилей или автомобильных двигателей китайский партнер мирового автопроизводителя должен получить в собственность не менее 50 % активов СП; зарубежная фирма должна открыть собственное предприятие по проведению НИОКР в Китае; производить продукцию, соответствующую международным техническим стандартам.

Эти требования по вполне понятным причинам устраивали не все зарубежные фирмы, а "Фольксваген" их выполняла. В частности, вложила 400 млн амер. долл. в организацию работ по проведению НИОКР на предприятиях "ФАВ" и "САИК", в целом производство АТС в Китае за период с 1984 г. по 2005 г. — свыше 6 млрд евро. Причем продолжает действовать в "том же ключе" и сейчас. Например, в 2005 г. она создала в Пекине лабораторию (тоже СП) по тестированию материалов, которое ранее проводилось в Германии, что позволило упростить и ускорить технический контроль качества автомобильных компонентов, производимых в Китае, расширить их ассортимент и объемы выпуска, т. е. способствовало росту доли добавленной стоимости в выпускаемых в Китае АТС.

И еще один любопытный факт. В 2008 г. "Фольксваген" планирует выпустить в Китае новый легковой автомобиль под своей маркой. Однако большая часть дизайнерских разработок по нему была выполнена не в Германии, а в СП — фирме "Шанхай-Фольксваген".

Что же касается производства автомобилей "Фольксваген" в Китае, то оно ориентировано, главным образом, на удовлетворение потребностей его быстрорастущего внутреннего рынка. И первоначальная стратегия

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

фирмы, как и других автомобилестроителей с мировым именем, заключалась в переносе из Европы в Китай производства устаревших моделей (правда, отвечающих тогдашним требованиям местного рынка), нежелании строить высокотехнологичные заводы с высокой степенью автоматизации производственных процессов, а также внедрять последние технические достижения того времени (например, инжекторная впрысковая система подачи топлива), то в настоящее время эта стратегия претерпела существенные изменения: наряду с моделями, выпуск которых в Европе прекращен, фирма производит здесь ряд современных моделей "Фольксваген" и "Ауди". Более того, в течение пяти следующих лет она намеревается открыть в Китае три новых завода по выпуску самых современных моделей АТС. Короче говоря, фирма хотя и руководствуется основным законом капитализма (получение максимальной прибыли), но делает это, так сказать, в рамках приличий, не пренебрегая интересами принявшей ее страны. И на сегодняшний день число ее дочерних фирм в Китае — 13, наиболее крупные из которых — "Шанхай-Фольксваген" и "ФАВ-Фольксваген". Первая из них основана в 1984 г., начала выпускать продукцию в 1985 г., ее штаб-квартира — в Шанхае. "Фольксвагену" принадлежат 40 % акций, "САИК" — 50 %, китайской "Фольксваген-инвест" — 10 %. Работает в ней ~11 тыс. человек, они выпускают автомобили моделей "Пассат", "Туран" "Поло" хэтчбек и седан-салон, "Сантана Вариант", "Сантана-3000".

Второй (1990 г.) в Китае была создана фирма "ФАВ-Фольксваген Компани", которая начала производство автомобилей в 1991 г. Ее штаб-квартира тоже расположена в Шанхае, 20 % акций этой фирмы принадлежат "Фольксвагену", по 10 % — "Фольксваген Инвест" и "Ауди" и 60 % — "ФАВ". В 2006 г. ее штат состоял из 8 847 человек. В номенклатуру выпускаемой продукции входят модели "Фольксваген Сагита", "Гольф", "Джетта" и "Садди", а также "Ауди А6" и "Ауди А4".

Кроме того, подразделения СП занимаются производством двигателей, коробок передач, трансмиссий, сидений, продажей автомобилей внутри страны и за рубеж, а также оказывают финансовые услуги и выполняют фирменное сервисное обслуживание автомобилей.

Наличие разветвленной структуры производства и сопутствующих служб фирмы "Фольксваген" говорит о высокой степени локализации производства. И это действительно так. Например, в 1987 г. она составляла 13, в 1992 г. — 75, а в 2000 г. — уже 93 %.

Объяснить столь высокие уровни локализации производства и темпы их роста только требованиями правительства Китая невозможно; первоначально эти требования обязывали мировых производителей автомобилей использовать не менее 40 % местных ресурсов в процессе производства. Тем не менее у большинства автомобилестроительных СП этот уровень превысил 80 %, т. е. вдвое выше требуемого официально. Хотя, разумеется, фирмы не могли вступать в конфликт с государством. Но затем сказались как минимум три неполитических фактора. Это, во-первых, большая емкость автомобильного рынка Китая и быстрые темпы его расширения; во-вторых, низкие, по сравнению с Европой, производственные издержки, обусловленные в целом низкой стоимостью рабочей силы в Китае (это позволяет компаниям снижать расходы при изготовлении автомобильных комплектующих и проведении НИОКР, что, в свою очередь, уменьшает стоимость готовых АТС); в-третьих, территориальная удаленность Китая от мировых центров производства автомобильных комплектующих, что приводит к значительному росту расходов при их доставке к месту окончательной сборки АТС. Иначе говоря, фирме выгоднее использовать комплектующие, изготовленные на месте. Доказательство: в будущем она планирует увеличить степень локализации производства (средний уровень данного показателя по всем предприятиям должен превысить 80 %). Более того, она намечает, несмотря на транспортные издержки, рост экспорта автомобильных комплектующих из Китая с целью их использования в мировой производственной системе предприятий — всего концерна "Фольксваген" (годовой оборот должен превысить 1 млрд амер. долл).

Как видим, стратегия фирмы "Фольксваген" в Китае отличается от стандартной поэтапной схемы, которую автомобилестроители обычно используют при размещении новых предприятий в странах с развивающимися автомобильными рынками: сначала "отверточная", что позволяет фирме в целом снизить расходы сравнительно небольших (30—50 тыс.) выпусков АТС (за счет эффекта масштаба и использования дешевого труда при сборке АТС), а также выпускать минимум (одну—две) модификации своих моделей АТС, сделав их базовыми для данного рынка. Затем увеличивать доли местной (как правило, дешевой) рабочей силы в процессе сборки АТС из поставляемых комплектующих; постепенно использовать и очень осторожно развивать местное производство комплектующих (для "тиража" в 40 тыс. ед. за год делать это смысла нет) с целью их удешевления (локализация производства). В Китае, как видно из сказанного выше, сработала и последняя часть "цепочки": местные предприятия (полностью или частично находящиеся в собственности автопроизводителя либо осуществляющие договорные поставки), используя дешевый труд, начинают обеспечивать все большую часть потребности СП в комплектующих, т. е. выходят на высокую степень локализации производства.

Какие выводы вытекают для российского автомобилестроения из опыта Китая?

1. На начальной стадии производства АТС зарубежных фирм в стране не обойтись без чисто сборочных предприятий, комплектующие для которых в основном импортируются.

2. По мере развития производства должны появиться заводы по изготовлению комплектующих, а параллельно с ними — базы для проведения НИОКР, позволяющие улучшить качество материалов и технологий зарубежных фирм-участников СП, создать новые специфические модели АТС, предназначенные именно для нашего рынка.

Такова "стандартная" схема, которую стараются реализовать зарубежные фирмы. Ибо такая стратегия им экономически выгодна. Однако результаты дея-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

тельности СП фирмы "Фольксваген" показывают: первого из названных выше двух этапов стандартной схемы можно избежать. В итоге эта страна должна достичь высочайшего уровня локализации производства в автомобилестроении и получить то, за что отвечает государство. Это высокий уровень добавленной стоимости продукции и соответствующее увеличение налоговых отчислений в государственный бюджет; создание новых рабочих мест; рост доходов граждан; развитие научно-технической базы; повышение уровня квалификации персонала; приток средств на проведение НИОКР, обновление инфраструктуры регионов страны.

Россия, на взгляд автора, не заметила этого, и сейчас мы, по сути, находимся на уровне первого этапа стандартной схемы. То есть наши государственные органы фактически упустили возможность интенсивного развития автомобилестроительной отрасли. И исправить это положение гораздо сложнее, чем его создать.

УДК 656.11

Для повышения устойчивости городских транспортных систем

С.В. САПОЖНИКОВ

Краснодарский центр социальных исследований

Процесс интенсивной автомобилизации — неизбежность нынешнего витка истории. И наша страна с этой точки зрения — не исключение. Согласно оценкам специалистов, к 2020 г. семь из десяти российских семей будут иметь собственный автомобиль. Однако автомобилизация, как и любая "медаль", имеет две стороны. На первых этапах она дает людям одни плюсы: экономит время, предоставляет свободу выбора маршрутов передвижения, повышает скорость и точность доставки грузов и пассажиров, повышает комфортность поездок. Однако затем, причем довольно скоро, проявляются ее системные отрицательные последствия — неудержимый рост потребления невозобновляемых ресурсов, гибель и ранения людей в ДТП, загрязнение окружающей среды, перегрузка дорожной сети, очень большие затраты на содержание и развитие объектов транспортной инфраструктуры и т. д. Причем найти компромисс между возможностями, которые дает автомобиль обществу и экономике, и негативными последствиями, сопутствующими процессу автомобилизации, пока никому до сих пор, в общем-то, так и не удалось. Более того, если раньше от нее страдали города-мегаполисы, то в настоящее время — и города с гораздо меньшей численностью населения. Например, такие, как Краснодар с населением, еще не достигшим 1 млн человек. Поэтому анализ состояния транспортной системы этого города и его транспортные проблемы можно назвать типичными для центров большинства регионов России.

Для таких центров характерен высокий уровень их интегрированности с подведомственными населенными пунктами, в результате чего значительная часть их жителей работает именно в центре и вместе с его жителями создают так называемое "дневное население", которое иногда превышает "ночное". Причем в последние годы структура транспортной подвижности и того, и другого явно сместилась с общественного транспорта в пользу личного автомобиля. Например, парк автомобилей, зарегистрированных в том же Краснодаре, составляет 270 тыс., или 290 автомобилей на 1000 человек, что уже больше среднероссийского показателя (160 авт./1000 чел.). Кроме того, в города — областные, краевые и т. д. центры прибывают до 100 тыс. пригородных и транзитных АТС. Им и общему движению мешают узкие, без возможности расширения улицы; недостаточная пропускная способность магистральных входов в город. Слабая связь "спальных" районов с центром за счет общественного транспорта увеличивает число легковых АТС на улицах. Наконец, проблема парковки АТС: припаркованные автомобили превращают улицы в "игольное ушко".

Такова общая закономерность. Но в каждом городе есть и свои специфические особенности. Скажем, улично-дорожная сеть Краснодара построена по прямоугольной схеме, что несколько упрощает организацию транспортных потоков. В старых городах эта сеть, как правило, радиально-окружная — со всеми вытекающими отсюда последствиями роста автомобильного парка. Но в Краснодаре тоже есть свои минусы: через центр города проходит железная дорога, что весьма затрудняет сообщение между его западной и восточной частями. Мешает и река Кубань с ее недостаточным числом мостовых переходов.

Очевидно, что полная компенсация увеличивающегося разрыва между ростом парка автомобилей, прежде всего легковых, и развитием улично-дорожной сети невозможна в принципе, потому что площади, которые могут быть отведены в городах для строительства дорог и парковок автомобилей, представляют собой объективно ограниченный ресурс.

Тем более что по мере роста нагрузки на дорожно-уличную сеть нарастает конфликт между грузовым и пассажирским автомобильным транспортом. Причем конфликт больше психологический. Владельцы личных легковых автомобилей видят в грузовом автотранспорте, особенно в большегрузных поездах, прежде всего помеху движению именно им. Но избавиться от грузовых АТС не получится: именно они доставляют городским потребителям все, что необходимо для нормальной их жизнедеятельности. Поэтому владельцы грузовых АТС тоже правы, когда говорят, что снижение скорости движения на дорогах, длительные заторы реально снижают эффективность транспортного обеспечения города, повышают транспортные издержки.

Не лучшее положение и у городского пассажирского транспорта: перегруженность улично-дорожной сети затрудняет его движение в общем потоке, приводит к срывам расписаний, задержкам подачи подвижного состава. Если же учесть и другие его проблемы (изношенность подвижного состава, недостаток средств на закупку современных АТС, текучесть кадров водителей и ремонтных рабочих), то картина получается довольно мрачной.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Конечно, строительство кольцевых объездных дорог несколько облегчает положение, но только городов, стоящих у магистралей общегосударственного значения: такие дороги строят за счет федерального бюджета. Остальным же региональным центрам, в том числе и Краснодару, естественно, это строительство не по силам.

Нарастающая автомобилизация способствует, как сказано выше, росту числа ДТП и негативного экологического воздействия на городскую среду. Например, в Краснодаре число ДТП увеличивается на ~10 % в год. А уже о загрязнении атмосферного воздуха токсичными веществами и уровне транспортного шума даже говорить не приходится — они, по сравнению, скажем, с 1960-ми годами, возросли на порядок.

Таким образом, можно констатировать, что неконтролируемая автомобилизация стала все усугубляющейся системной проблемой не только для мегаполисов, но и центров регионов РФ. Результат — вынужденное ограничение подвижности населения, снижение транспортной доступности городских объектов, затруднения в доставке грузов и т. д., что неизбежно ограничивает экономический рост города, снижает его инвестиционную привлекательность.

Сказать, что администрации городов и регионов ничего не предпринимают для исправления сложившейся ситуации, было бы неправильным. Но и утверждать, что проблема сохранения устойчивости городских транспортных систем находит адекватное отражение в базовых документах, определяющих развитие городов, тоже нельзя. Это подтверждает, в частности, генеральный план Краснодара и программы "Краснодару — столичный облик" и "Краснодарский транзит" на 2007—2008 г.

Первая из этих программ ставит такие задачи, как разработка генеральных схем инженерного обеспечения; реконструкция центральной части города с сохранением его исторического облика; озеленение. Задача же капитального ремонта и реконструкции объектов дорожно-мостового хозяйства, по сути, затерялась в списке других задач и предусматривает расширение дорог общей протяженностью 42,5 км. То есть даже в планах совершенствования транспортной сети значительно отстает от темпов роста парка автотранспорта. Но главное, планы улучшения условий движения будут реализовываться бессистемно, поэтому, нет сомнения, дороги превратятся в автостоянки. Точечная же реконструкция отдельных городских кварталов проблему пробок переносит в соседние кварталы. Да и вообще развитие транспортного обслуживания населения мизерное: протяженность троллейбусных линий возрастает на 3,5 км, парк троллейбусов — на 12 шт., а трамваев — на пять. К сожалению, в проектах администрации нет ни изменения структуры пассажиропотоков в пользу общественного транспорта, ни ограничения использования легковых автомобилей как в центральной части, так и во всем городе.

В целом можно сказать, что специальных документов, определяющих собственно транспортную политику городов-регионов как и других центров регионов РФ, фактически не существует. Хотя время разработки и реализации их перспективной транспортной политики не только назрело, но даже перезрело, потому что не сегодня-завра они "захлебнутся" в транспортных потоках.

Эту задачу необходимо решать с помощью серьезного научного комплексного подхода к разработке соответствующих программ.

Такие программы для каждого города должны быть свои, но базировать их следует на одном, общем для всех основополагающем принципе: устойчивое развитие города на основе транспортной системы, в которой при разумном использовании автомобиля приоритетную роль играет общественный транспорт.

И направления реализации данного принципа должны сводиться, по мнению автора, к следующему.

1. Координация транспортных и градостроительных планов и программ. Транспортные и градостроительные планы, программы и проекты должны быть взаимно обусловлены и интегрированы. Они должны обеспечивать снижение транспортной привлекательности центра города и разумное ограничение потребностей во всех видах перевозок, особенно на дальние расстояния. Причем приоритеты "устойчивой транспортной системы" в определенных случаях могут играть определяющую роль при выборе градостроительных решений.

2. Системный подход. Рассмотрение транспортной системы города должно быть комплексным, что позволит сосредоточить имеющиеся ресурсы на главных, стратегических направлениях и решать основные транспортные проблемы значительно эффективнее, чем при изолированном рассмотрении отдельных элементов транспортной инфраструктуры и видов транспорта.

3. Учет предыстории. При разработке планов, программ и проектов развития транспортной системы должны учитываться существующие планы, программы и проекты, а также ранее выполненные разработки, общая историческая логика развития городской среды и, в частности, транспортной системы города.

4. Взаимосвязь с федеральными приоритетами. Транспортная политика города должна строиться на базе положений федеральной транспортной политики, в частности — относящиеся к развитию транспортных систем крупнейших городов и международных транспортных коридоров.

5. Учет окружения. Развитие транспортной системы в пределах городской территории должно осуществляться с учетом и в увязке с градостроительным развитием прилегающих к городу территорий и их транспортной инфраструктуры.

6. Эффективное использование. Существующие ресурсы транспортной системы города — пропускная способность улично-дорожной сети, территории, отведенные для парковок, провозные возможности общественного транспорта — должны быть максимально задействованы.

7. Резервирование. Необходимо предусматривать запасные территории для перспективного развития магистралей и автодорог, стоянок автотранспорта и других объектов транспортной инфраструктуры, а также разумно резервировать пропускную способность (мощности) объектов транспортной инфраструктуры с учетом перспектив их развития.

8. Зонирование. В основе планов и программ развития транспортной системы должно лежать транспортное зонирование городских территорий. Отдельные зоны должны различаться по параметрам транспортной

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

доступности, наличию ограничений в использовании автомобильного транспорта и т. д. Принципы транспортного зонирования необходимо отражать во всех основных градостроительных документах. В частности, на городской территории целесообразно выделять следующие типы транспортных зон: запрета эксплуатации автомобильного транспорта; ограниченного его использования; промышленные зоны; зоны свободного перемещения автомобильного транспорта.

9. "Пользователь платит". В планах развития транспортной системы должно быть отражено расширение элементов платности пользования транспортной инфраструктурой как средства регулирования транспортного поведения и целевого финансирования соответствующих проектов по улучшению условий дорожного движения.

10. Повышение доступности. Развитие транспортной системы города следует ориентировать на повышение доступности городских транспортных систем для наименее обеспеченных категорий населения, а также для людей, имеющих физические недостатки.

11. Применение принципов логистики. Модернизация системы грузового движения в городе должна осуществляться в комплексе с развитием всей транспортной системы на основе современных принципов городской грузовой логистики.

12. Повышение безопасности. Развитие транспортной системы должно сопровождаться повышением безопасности движения, а также транспортной безопасности — в первую очередь за счет роста защищенности транспортных систем от террористических действий.

13. Устойчивое развитие. Удовлетворение транспортных потребностей не должно вступать в противоречие с приоритетами охраны окружающей среды и здоровья граждан или нарушать интересы будущих поколений.

Перечисленное выше — не новость для теории и, если по большому счету, то и для тех людей, которые обладают властью и финансовыми средствами. Но последние, к сожалению, еще не прониклись пониманием того, что устойчивость транспортной системы — одно из общепринятых в мире критериев оценки соответствия города современным социально-экономическим стандартам. И чем раньше в каждом городе будет разработана и начнет реализовываться комплексная программа в области улучшения условий дорожного движения, доведенная "до всех и каждого" и проводимая последовательно и жестко, тем быстрее наши города станут соответствовать этим стандартам.

АСМ-факты

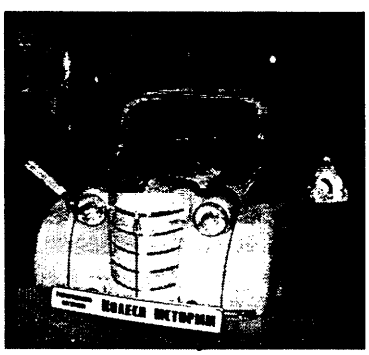
Ряд традиционных весенних автомобильных выставок прошел в Московском выставочном комплексе "Крокус-Экспо".

●

Первая из них — XI Олдтаймер-галерея Ильи Сорокина, на которой были представлены старинные автомобили и другой технический антиквариат. В выставке приняли участие более 150 экспонатов из 10 стран: реставрационные фирмы, аукционные дома, музеи, частные коллекции, организаторы разнообразных ретро-мероприятий.

Изюминкой экспозиции стал стенд реставрационной мастерской "Колеса истории". На нем был установлен настоящий гараж из старых досок и ржавого железа с автомобилем "Москвич-400 кабриолет", подлежащим реставрации. До мелочей воссоздана обстановка, в которой хранили и ремонтировали свои автомобили автолюбители пятидесятых годов.

Отечественная техника была также представлена многочисленными образцами автомобилей ГАЗ-20 и ГАЗ-21 всех выпусков и различных модификаций, "Москвичами" мод. 402, 403 и редчайшей 411, представительскими ГАЗ-12, ГАЗ-14, ЗИЛ-41047 и ЗИЛ-41052 (бронированная модификация), первым конвейерным отечественным легковым автомобилем



ГАЗ-А, армейским внедорожником ГАЗ-67Б, грузовым ГАЗ-51 и чрезвычайно редким пикапом ГАЗ-М-415, реставрация которого недавно завершена в мастерской Евгения Шаманского.

Помимо автомобилей в экспозиции были показаны различные мотоциклы, интересные коллекции велосипедов, радиоприемников. Работал традиционный "Ретро-базар".

●

Вторая выставка — "Коммерческий транспорт-2008". Напомним, что с этого года данная выставка становится крупнейшей выставкой грузовых автомобилей и автобусов (августовский "Автосалон" теперь будет посвящен исключительно легковым автомобилям). Большинство отечественных изготовителей коммерческой техники учло этот факт и выступило вполне достойно.

ЗИЛ представил два направления своей работы: среднетоннажные автомобили собственного производства и сборка широкой гаммы китайских "Хово". КамАЗ показал автопоезд из двухосного тягача КамАЗ-5460-036-63 и изотермического полуприцепа-фургона С-350 (стерлитамакского ООО "Медведь") объемом 116 м^3 и грузоподъемностью 24,5 т, автомобиль-самосвал КамАЗ-65115, изотермический фургон на шасси КамАЗ-4308, а также полунизкопольные автобусы НефАЗ в городском и пригородном исполнениях.

Минский автозавод — магистральный автопоезд МАЗ-544019 + 975830, самосвальный автопоезд МАЗ-6501А8 + 856100, шасси МАЗ-4380 под установку коммунального оборудования и городской автобус МАЗ-103 с измененным дизайном. Еще один МАЗ (мод. 530905-210) был показан на стенде УП "Белкоммунмаш": "вахтовка", отвечающая всем современным требованиям к полноценным автобусам.

Новый автобус представил и МАРЗ (ныне — ЗАО "Мичуринский автобус"): малый автобус мод. 4251, который может выпускаться как в пригородном, так и в городском (16—22 места) исполнении.

КрАЗ по традиции привез в Москву два образца своей продукции: самосвал КрАЗ-65055-054-03 (6×4) и спортивный КрАЗ-5233ВЕ-086 "Дакар", подготовленный для несостоявшегося ралли-марафона "Лиссабон—Дакар-2008".

Чрезвычайно интересную гамму специальной и специализированной техники представило самарское ООО ПААСИГ "Техникс Рос Моторс".

Это и транспортные средства различного назначения на базе автомобилей семейства ВИС, и автомобиль "П1" собственной разработки, собранный из агрегатов и узлов автомобилей ГАЗ и ВАЗ, со специализированными кузовами и полуприцепами, и многофункциональные транспортно-технологические средства, и седельные тягачи на базе различных малотоннажных автомобилей российского и зарубежного производства с соответствующими полуприцепами.

Новый туристический автобус "Дельфин" показал автобусный завод "Волжанин". А "Северсталь-авто", переименованная в "Солерс", объявила о начале производства в Елабуге семейства коммерческих автомобилей ФИАТ "Дукато" и показала новую модель "Исудзу NQR75R" грузоподъемностью 5,5 т.

Широко были представлены, разумеется, и зарубежные фирмы: как ведущие западные (МАН, "Вольво", "Фольксваген", ИВЕКО, "Скания" и др.), так и молодые китайские. А японская "Ниссан" сообщила о своей программе поставок в Россию легких коммерческих автомобилей мод. "Кабстар" и "Пикап NP300".

●

Третья выставка — объединенная экспозиция "Салон полноприводных автомобилей" и "Топмарка", проходившая в дни проведения "Комтранса" в соседнем павильоне. Здесь были выставлены наиболее дорогие на сегодняшний день в России легковые автомобили и внедорожники зарубежного производства: "Порше", "Бентли", "Ягуар", "Феррари", "Ламборгини", "Ролс-Ройс", "Ленд Ровер" и др. Среди этих престижных автомобилей нашлось место и одному отечественному образцу: ЗАЗ-968М, который был установлен здесь в качестве рекламы одной из столичных радиостанций.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621.436

Повышение динамических качеств дизеля изменением физико-химических свойств топлива

Д-р техн. наук Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ, И.А. СОБОЛЕВ, Е.Л. СИЛИН

РУДН

Автотракторный дизель в условиях эксплуатации значительную часть своего ресурса вырабатывает, как известно, на неустановившихся режимах, прежде всего на режимах разгонов и приемов нагрузки. Поэтому он должен обладать хорошими динамическими качествами, основной из которых — приемистость, т. е. способность быстро разгоняться и принимать нагрузку.

Все это обеспечивается, что тоже хорошо известно, соответствующим формированием протекания его динамической внешней скоростной характеристики. Причем методов и средств такого формирования существует достаточно много (перемещение рейки ТНВД, изменение характеристик топливоподачи, регулирование наддува и т. д.). Однако, в последнее время появился еще один, довольно интересный с практической точки зрения метод, суть которого — принудительное изменение физико-химических свойств дизельного топлива и, следовательно, свойств топливовоздушной смеси в зависимости от скоростного и/или нагрузочного режимов, условий окружающей среды и других факторов. Этот метод иногда называют "физико-химическим регулированием" дизеля, и его применение стало реальным только после создания топливных систем, которые позволяют впрыскивать в цилиндр смесь дизельного топлива с одним или несколькими видами добавок. Причем с возможностью оперативного регулирования вида или количества добавки в процессе работы дизеля.

Если говорить более подробно, то метод заключается в следующем.

При полном (до упора) перемещении рейки ТНВД работающего дизеля увеличить развиваемый им крутящий момент за счет обычного изменения подачи топлива невозможно (например, из-за недопустимости превышения предела дымления). В то же время необходимость такого увеличения возникает в связи, скажем, с кратковременными перегрузками. Тогда в дизельное топливо непосредственно перед форсункой подается определенная добавка (сжатый природный или сжиженный нефтяной газ, легкие синтетические углеводороды, диметилэфир, спирты, вода, водные или спиртовые растворы катализаторов горения, активаторов предпламенных реакций, диспергаторов, воздух, водород и т. д.). Благодаря каждой такой добавке удается снизить дымность отработавших газов и получить возможность форсировать дизель по составу топливовоздушной смеси и в результате — по крутящему моменту (мощности), не превышая установленный для данного дизеля предел дымления. Причем опыт свидетельствует: наиболее эффективными с точки зрения воздействия на протекание рабочего процесса являются сжиженный нефтяной газ и другие легкие углеводороды, в том числе легковоспламеняющиеся жидкости, предназначенные для облегчения пуска дизеля при низких температурах окружающего воздуха, в условиях высокогорья, для пуска изношенного двигателя и т. п.

Параметром, по которому выбирается количество добавки и время ее подачи, обычно считается предел дымления ($H_{прд}$) на номинальном режиме. В этом случае дизель форсируется добавкой при уменьшенном, но постоянном положении рейки ТНВД, обеспечивающим получение исходного для него номинального крутящего момента. Если же предел дымления необходимо сохранить во всем диапазоне скоростных режимов, то внешняя скоростная характеристика дополнительно корректируется смещением рейки ТНВД или изменением величины добавки к топливу. Причем добавка может подаваться либо в течение всего времени работы дизеля вблизи его внешней скоростной характеристики, либо эпизодически, по необходимости (например, при падении частоты вращения коленчатого вала из-за кратковременной перегрузки при работе на внешней скоростной характеристике).

Опыт показал также, что на борту АТС желательно иметь два вида добавок — стандартную легковоспламеняющуюся жидкость и сжиженный нефтяной газ. Тогда при пусках—разгонах холодного дизеля и на режимах высоких нагрузок, но малых частотах вращения коленчатого вала можно применять первую из добавок, которая здесь очень эффективна. На прогретом дизеле и полных нагрузках — вторую.

Для реализации данного метода разработано специальное устройство, встраиваемое в топливную систему дизеля. Оно состоит (рис. 1) из клапана регулирования начального давления в линиях высокого давления и элементов включения-отключения подачи добавок. Рассмотрим их.

Принцип работы клапана регулирования начального давления заключается в следующем. При отсечке подачи топлива, т. е. когда нагнетательный клапан *2* ТНВД (*1*) садится в седло и своим разгрузочным пояском формирует в линии *3* высокого давления волну пониженного давления, клапан *5* открывается под воздействием перепада давления в нем, и добавка из одного из баллонов *16* поступает в линию высокого дав-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

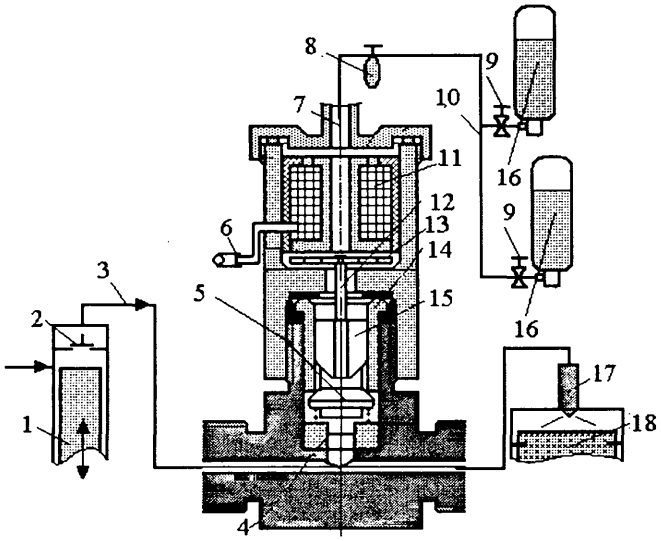


Рис. 1. Конструктивная схема устройства подачи добавок к дизельному топливу:

1 — ТНВД; *2* — нагнетательный клапан ТНВД; *3* — линия высокого давления; *4* — ограничитель хода клапана регулирования начального давления; *5* — клапан регулирования начального давления; *6* — подвод электропитания; *7* — канал подвода добавки в линию высокого давления; *8* — фильтр с аварийным клапаном; *9* — вентиль; *10* — линия подачи добавки; *11* — электромагнитная катушка; *12* — шток удержания клапана *5*; *13* — магнитная пластина; *14* — седло клапана *5*; *15* — направляющий его хвостовик; *16* — баллоны со сжиженным нефтяным газом и легковоспламеняющейся жидкостью; *17* — форсунка; *18* — цилиндр дизеля

ления. Желательно в точке, расположенной достаточно близко к форсунке, что позволяет добавке максимально быстро смешиваться с дизельным топливом. В очередных циклах нагнетания полученная таким путем смесь подается штатной форсункой в цилиндр *18* дизеля.

Включает и отключает подачу добавки электромагнитная катушка *11*. При подаче на нее электропитания (нормальный режим ее работы) магнитная пластина *13* притягивается к электромагниту и через шток *12* удерживает клапан регулирования начального давления в закрытом положении. При необходимости включения подачи добавки электропитание катушки отключается, и добавка поступает в линию высокого давления. Эти два элемента объединены в одном узле, что снижает инерционность системы.

Метод и система его реализации, как видим, довольно просты. Однако и то, и другое — пока результат чисто экспериментальных решений. Что, понятно, не позволяет выявить все потенциальные их возможности. Поэтому авторы и занялись исследованиями динамических режимов работы дизеля, оснащенного устройством подачи добавок в основное топливо. Но исследованиями не натурными, а математическим моделированием процессов и анализом моделей двумя методами — малых отклонений и аппроксимации характеристик дизеля и автомобиля. И в качестве объекта исследования взяли дизель 8Ч13/14, характеристики которого, полученные экспериментально в условиях стенда и используемые в качестве исходных данных для математических моделей, приведены на рис. 2. Таких характеристик четыре. Они относятся к четырем вариантам исполнения дизеля: № 1 — серийному с наддувом; № 2 — форсированному газодизельному, № 3 — серийному, № 4 — малодымному газодизельному.

Экспериментальные исследования показали, что при вводе сжиженного нефтяного газа в дизельное топливо номинальный крутящий момент сохраняется при положении рейки $h_р$ = 82 % от штатного номинального. Внешняя скоростная характеристика малодымного газодизеля (вариант № 4) с таким процессом близка к характеристике дизеля в серийном исполнении (вариант № 3), однако значительно повышается в области низких частот вращения коленчатого вала. При этом дымность *H* отработавших газов газодизеля существенно ниже, чем серийного дизеля.

Если для газодизеля допустить дымность на номинальной частоте вращения коленчатого вала на уровне исходного дизеля, то смещением рейки ТНВД в положение $h_р$ = 95 % дизель можно форсировать по крутящему моменту (вариант № 2). Характеристика этого газодизеля протекает существенно выше, чем серийного дизеля, хотя видно определенное "спрямление", т. е. уменьшение коэффициента приспособляемости. При этом дымность сохраняется на более низком уровне и в более широком диапазоне изменения частоты вращения (точки *A* и *B*), чем у серийного дизеля, хотя и возрастает по сравнению с малодымным двигателем.

Отмечено также, что при работе дизеля по варианту № 2 удается существенно снизить минимальную устойчивую частоту вращения коленчатого вала (с 750 мин$^{-1}$ у серийного дизеля до 550 мин$^{-1}$ в варианте № 2).

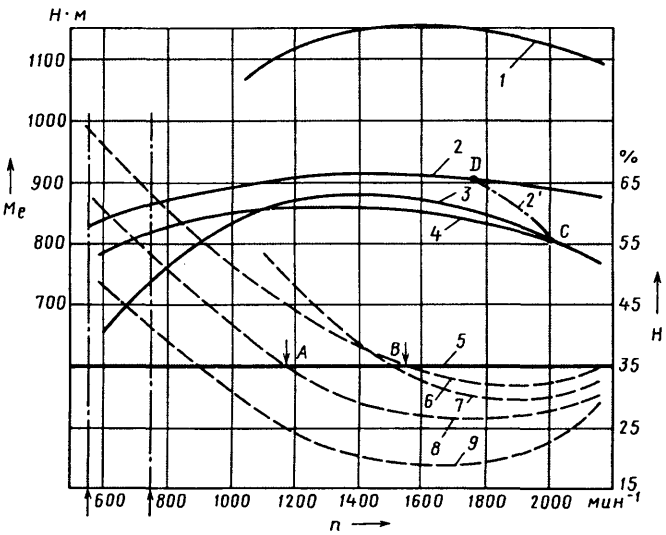


Рис. 2. Внешние и откорректированные характеристики дизеля 8Ч13/14 со штатной и модернизированной системами топливоподачи:

1 — $M_e = f(n)$ наддувного варианта дизеля; *2* — $M_e = f(n)$ форсированного газодизельного варианта при $n_р$ = 95 % = const; *2'* — то же с корректированием путем изменения $h_р$ от 82 до 95 % ; *3* — $M_e = f(n)$ штатного варианта при $h_р$ = 100 %; *4* — $M_e = f(n)$ малодымного варианта при $h_р$ = 82 %; *5* — $H = f(n)$ — линия предела дымления; *6* — $H = f(n)$ для варианта № 3; *7* — $H = f(n)$ для варианта № 1; *8* — $H = f(n)$ для варианта № 2; *9* — $H = f(n)$ для варианта № 4; *A* — точка начала превышения предела дымления и начала обратного корректирования

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Для повышения коэффициента прспособляемости газодизеля скорректировали внешнюю скоростную характеристику при сохранении номинального момента на уровне серийного дизеля путем постепенного смещения рейки ТНВД из положения $h_р$ = 82 % до $h_р$ = 95 % (точки *C*, *D*) и без какого-то специального изменения подачи сжиженного нефтяного газа. (Расход добавки, конечно, зависит как от положения рейки, так и от частоты вращения коленчатого вала, что определяется изменением характеристики остаточного давления в линии высокого давления, но оно не превышает ±5—7 % при работе в зоне практически полных подач топлива.) Дальнейшее форсирование по моменту выше уровня варианта № 2 (до достижения $M_{e\,max}$) может быть получено смещением рейки в положение $h_р$ = 105 % от номинала. При этом его возможность определялась сохранением уровня дымности отработавших газов на пределе дымления ($H_{прд}$ = 32—35 %) — на рис. 2 линия *5*.

После достижения максимального крутящего момента и выхода за предел дымления (точка *A*) начинается обратное корректирование, т. е. смещение рейки ТНВД, соответствующее уровню малодымного газодизеля.

В области максимальных крутящих моментов, а главное — в области пониженных частот вращения, особенно в начале процесса (например, разгона дизеля) в качестве добавки целесообразно использовать легковоспламеняющуюся жидкость. Именно ее добавка либо совместно со сжатым нефтяным газом, либо в чистом виде дополнительно стабилизирует протекание рабочих процессов, обеспечивает, кроме повышения и регулирования начального давления, стабильность работы при минимальной частоте вращения коленчатого вала. (В приводимых результатах исследований содержание добавки в смесевом топливе изменялось от 20 % на средних частотах вращения до 25 и 35 % соответственно на номинальных и минимальных частотах вращения.)

При численном эксперименте исследовали неустановившиеся режимы работы дизеля с учетом устранения переходных процессов в топливной аппаратуре из-за регулирования начального давления, а также с

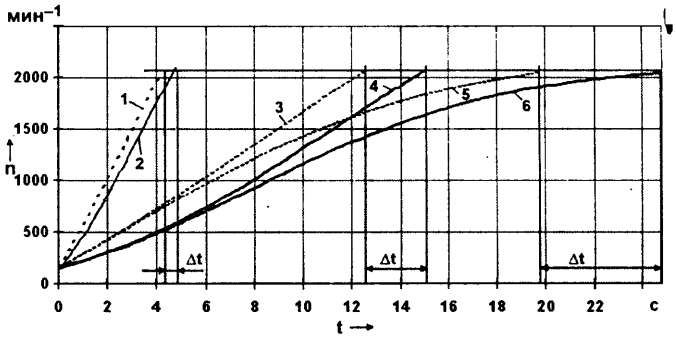


Рис. 3. Уравнение результатов моделирования разгонов серийного дизеля (сплошные линии) и его форсированного варианта (штриховые линии):

1 и *2* — разгоны дизеля и газодизеля без нагрузки (момент инерции двигателя $J_д$ = 18,3 Н · м · с²); *3* и *4* — разгоны установки, соответственно с дизелем и газодизелем, без нагрузки (момент инерции установки $J_{ус}$ = 54,5 Н · м · с²); *5* и *6* — разгоны тех же установок, но с нагрузкой, изменяющейся по генераторной характеристике

учетом корректирования внешней скоростной характеристики добавкой сжиженного нефтяного газа или легковоспламеняющейся жидкости и с помощью устройства включения подачи добавки. При этом были приняты следующие основные допущения: переходные процессы протекают без учета изменения теплового состояния прогретого дизеля; добавка подается вблизи форсунки так, что переходные процессы достижения концентрации добавки в топливе имеют малую длительность, вплоть до одного цикла; добавка меняет физико-химические свойства топлива и повышает начальное давление в линии высокого давления, т. е. эффекты суммируются.

Адекватность характеристик модели проверена сравнением с характеристиками разгонов дизеля с тормозом и нагрузкой, снятыми в условиях экспериментального стенда (после статистической обработки семикратных реализаций одного и того же вида разгона).

Некоторые результаты численных экспериментов приведены на рис. 3. Из него видно, что корректирование характеристик во всех случаях путем изменения

Таблица 1

№ формулы	Показатель	Формула	Примечания
1	Выигрыш во времени выполнения операции, %	$\Delta\bar{t} = (1 - t_{пр}^{гдф}/t_{пр}^{д}) \cdot 100$	$t_{пр}^{гдф}$, $t_{пр}^{д}$ — время приемистости форсированного газодизеля (вариант № 1) и дизеля в штатном, исходном состоянии (вариант № 2)
2	Фактор устойчивости режима двигателя с потребителем, Нм · с	$F_д = \left(\frac{\partial M_c}{\partial n} - \frac{\partial M_e}{\partial n}\right)$	M_c, M_e — соответственно момент сопротивления и эффективный момент двигателя
3	Постоянная времени двигателя ($I_д$) или установки ($I_{уст}$); (индекс $_0$— исходный режим), с	$T_д = \frac{\frac{\pi}{30} I_д n_0}{(K_{Mh}) h_{р_0}}$	$K_{Mh} = dM_e/dh_р$ — фактор влияния смещения рейки ТНВД ($h_р$) на момент (M_e)
4	Коэффициент самовыравнивания	$K_д = \frac{\frac{\pi}{30} F_д n_0}{(K_{Mh}) h_{р_0}}$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таблица 2

Параметр	Вариант исполнения дизеля						
	№ 3	№ 4	№ 2	№ 2 корр.	№ 2 ЛВЖ	№ 2 ЛВЖ и корр.	№ 2 форсаж
$t_{пр}$, с	16,7	15,8	14,6	15	14,3	14,7	14,0
Δt, %	—	5,1	12,8	10,5	13,8	12,3	15,0

Примечание. № 2 корр. — вариант с корректировкой изменением $h_р$; № 2 ЛВЖ — вариант с непрерывной подачей легковоспламеняющейся жидкости; № 2 ЛВЖ и корр. — вариант, объединяющий два предыдущих; № 2 ЛВЖ форсаж — вариант с кратковременной подачей легковоспламеняющейся жидкости.

свойств топлива (введения в него добавки) позволяет обеспечить выигрыш Δt во времени разгона дизеля до 20 %. То есть при работе с нагрузкой и без нее. При этом он тем больше, чем длительнее режим разгона.

Подсчитывается этот выигрыш по формуле № 1 (табл. 1). Результаты расчетов по ней для разгонов от n_{min} = 550 мин$^{-1}$ до $n = 0{,}95n_{ном}$, т. е. до 2042 мин$^{-1}$, при M_e = 300 Н · м = const приведены в табл. 2 ($t_{пр}$ — время приемистости), которые подтверждают, что форсированный добавкой сжиженного нефтяного газа газодизель по времени разгона выигрывает у серийного дизеля ~13 %, а газодизель с форсажем добавкой легковоспламеняющейся жидкости — ~15 %.

Моделирование режимов набросов нагрузки (рис. 4) проводилось с использованием экспериментальной информации по параметрам системы автоматического регулирования. При этом САР моделировалась заданием законов перемещения рейки ТНВД в пределах реальных значений. Как видим, форсирование добавкой на время приемистости влияет существенно, а на "провал" частоты вращения коленчатого вала — незначительно. Если же говорить в целом, то форсирование позволяет сократить время приемистости до 10—20 % в разных видах разгонов с нагрузкой в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала.

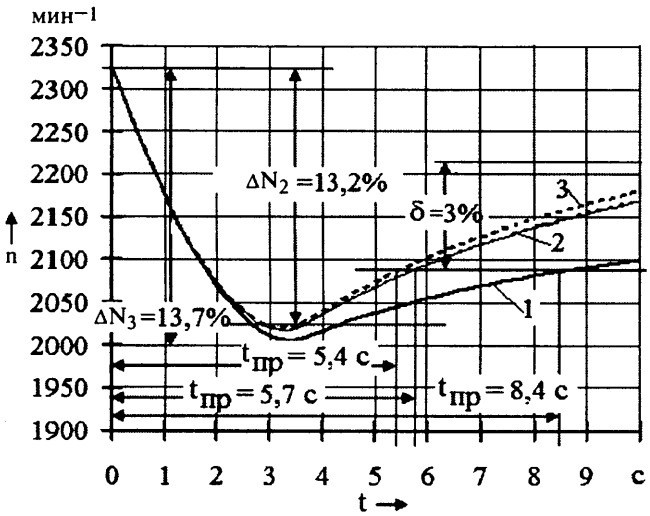


Рис. 4. Величины (Δ) и ($t_{пр}$) "провалов" частот вращения коленчатого вала, приемистости ($t_{пр}$) и неравномерности регулирования δ при набросе нагрузки:

1 — серийный дизель (вариант № 3); *2* — вариант № 2; *3* — вариант № 2 с форсированием легковоспламеняющейся жидкостью

Изменение формы внешней характеристики, т. е. по существу, ее корректирование подачей нефтяного сжиженного газа или легковоспламеняющейся жидкости, а также смещением рейки ТНВД повышает устойчивость равновесных режимов (фактор $F_д$ устойчивости), уменьшает постоянные времени $T_д$ двигателя, поднимает коэффициенты $F_д$ самовыравнивания, или усиления по моменту (формулы № 2, 3 и 4), что должно положительно сказаться на характеристиках системы автоматического регулирования (табл. 3).

Таблица 3

Параметр	Вариант исполнения дизеля				
	Режим работы	№ 3	№ 2 корр.	№ 2 ЛВЖ	№2 форсаж
$F_д$, [Н · м · с]	$n_{ном}$	8,3	8,46	8,54	11,7
	n = 1750 мин$^{-1}$	5,85	6,33	6,81	8,15
$K_д$	$n_{ном}$	2,41	2,46	2,48	3,4
	n = 1750 мин$^{-1}$	1,26	1,36	1,45	1,66
$T_д$, с	$n_{ном}$	5,32	5,32	5,32	4,71

Примечание. № 2 корр. — вариант с корректировкой изменением $h_р$; № 2 ЛВЖ — вариант с корректировкой путем непрерывной подачи легковоспламеняющейся жидкости; № 2 форсаж — вариант с корректировкой путем кратковременной подачи топлива.

Таким образом, из проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Протекание динамических характеристик дизеля типа 8Ч13/14 можно улучшить, воздействуя на процессы топливоподачи путем изменения физико-химических свойств топлива, повышения и стабилизации начального его давления. То есть включением—выключением подачи добавок к дизельному топливу.

2. Благодаря добавкам развиваемый дизелем крутящий момент при его работе по внешней скоростной и динамической внешней скоростной характеристикам можно увеличить на 6—14 %, а время приемистости (при реализации режимов разгонов и набросов нагрузки) и дымность отработавших газов снизить до уровня, свойственного ему при работе на дизельном топливе.

3. Изменение физико-химических свойств топлива — резерв для повышения на 15 % и более динамических качеств дизеля без превышения предельно допустимого показателя дымности отработавших газов.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621.43.629

Система охлаждения ДВС, оснащенная электроприводным насосом

Канд. техн. наук А.Я. АЛИЕВ, д-р техн. наук Н.Г. ФАТАЛИЕВ

Махачкалинский филиал МАДИ (ГГУ)

В настоящее время в системе охлаждения автомобильных двигателей применяется, как известно, две автоматически работающие подсистемы. Первая из них с помощью термостата отключает от системы радиатор, обеспечивая движение охлаждающей жидкости по так называемому малому контуру, а следовательно, — ускоренный прогрев двигателя после его пуска; вторая включает вентилятор радиатора при достижении температуры данной жидкости установленного для нее верхнего предела, предотвращая перегрев двигателя. При этом и термостат, и датчик, включающий вентилятор, работают по принципу простейших автоматов, т. е. два режима ("включен-выключен"). Поэтому на некоторых режимах работы двигателя удержать температуру охлаждаемой жидкости в оптимальных пределах удается далеко не всегда (достаточно напомнить, что в жаркое время года двигатели нередко перегреваются).

Некоторые специалисты считают, что современная электроника позволяет решить данную проблему. Например, менять частоту вращения вала электродвигателя вентилятора — так, чтобы температура охлаждающей жидкости на любом режиме работы двигателя оставалась оптимальной. В том числе и путем форсирования электродвигателя вентилятора по частоте вращения его вала.

Однако анализ показывает: это слишком сложный путь. Гораздо проще — заменить механический (от коленчатого вала) привод жидкостного насоса приводом от электромотора с электронным управлением. То есть создать условия для регулирования частоты вращения вала этого насоса, а значит — и напора жидкости в системе охлаждения в соответствии с режимами работы двигателя. Устранив тем самым хорошо известные недостатки систем охлаждения, в состав которых входит жидкостной насос с механическим приводом. А этих недостатков достаточно много.

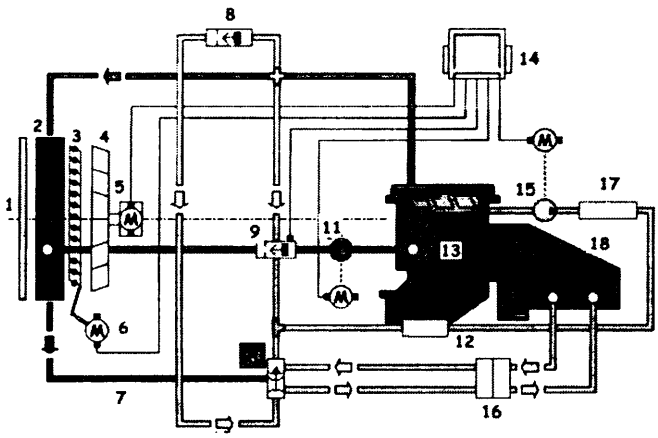


Схема системы охлаждения, оснащенной жидкостным насосом с электроприводом:

1 — конденсер; *2* — радиатор; *3* — заслонка радиатора; *4* — вентилятор; *5* — электропривод вентилятора; *6* — шаговый электродвигатель; *7* — низкотемпературный контур; *8* — серийный термостат; *9* — термостат с электронным управлением; *10* — низкотемпературный регулятор; *11* и *15* — жидкостные насосы с электроприводом; *12* — масляный радиатор ДВС; *13* — ДВС; *14* — электронный блок управления; *16* — масляный радиатор ГМП; *17* — управление нагревателем; *18* — ГМП

Так, при пуске и на малых частотах вращения коленчатого вала во время прогрева двигателя до заданной (обычно 353—363 К, или 80—90 °С) температуры необходимости в циркуляции охлаждающей жидкости в системе нет. Но на существующих автомобильных двигателях включить или отключить насос невозможно, поскольку его вал приводится во вращение от коленчатого вала с момента пуска двигателя. В итоге потребляемая им мощность (а она снимается с коленчатого вала) тратится, по сути, впустую.

На режимах холостого хода, на которых двигатель работает в транспортных "пробках", для поддержания температурного режима в допустимых пределах, наоборот, необходима более интенсивная циркуляция охлаждающей жидкости в системе, т. е. крыльчатка насоса должна работать на более высоких частотах вращения, чем в процессе прогрева двигателя. Но это тоже не получается.

На средних и максимальных нагрузках двигателя крыльчатка жидкостного насоса должна, очевидно, тоже вращаться с разными частотами, чтобы обеспечивать тот напор охлаждающей жидкости в системе, который нужен для обеспечения температуры, оптимальной для конкретного режима. Однако на современных автомобильных двигателях картина обратная. С увеличением нагрузки на двигатель (при движении на подъем, в условиях бездорожья и т. п.) частота вращения коленчатого вала, а значит, и крыльчатки, вал которой жестко с ним связан, снижается. В результате уменьшается напор и ухудшается циркуляция охлаждающей жидкости в системе. То же самое наблюдается и при резких изменениях нагрузок от минимальных до максимальных.

Из сказанного выше следует: для снижения потерь мощности на коленчатом валу и поддержания температурного режима в системе охлаждения на различных режимах работы двигателя насос системы охлаждения, действительно, необходимо приводить с помощью отдельного электродвигателя. Причем способными изменять частоту вращения крыльчатки от нуля до той, которая обеспечит нужную температуру жидкости при максимально возможных нагрузках двигателя.

Вариант схемы такой модернизированной системы показан на рисунке. Она, как видим, не намного сложнее традиционной схемы. Но значительно превосходит традиционную по эффективности. Во-первых, благодаря электронному блоку управления режимы работы такой системы точно соответствуют режимам работы двигателя. Во-вторых, механический КПД выше, чем обычной системы. В-третьих, двигатель после пуска гораздо быстрее выходит на рабочий температурный режим, поскольку отсутствие циркуляции жидкости при прогреве полное: не работает насос и термостат надежно отсекает "малый" ее круг от "большого".

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.1.072:519.6

Новая концепция управления движением транспортных машин как основа создания бортовых регуляторов скорости

Д-р техн. наук Б.С. НАУМЕНКО, А.В. ТРЕГУБОВ

Северо-Кавказский ГТУ

В решении проблем повышения безопасности и эффективности использования транспортных машин (колесных и специальных гусеничных) важное значение имеют работы, связанные с созданием бортовых автоматизированных систем управления скоростью движения.

Поэтому совсем не случайно многие зарубежные фирмы занимаются реализацией известной с 1960-х годов концепции управления такими машинами, предусматривающей регулирование скорости и траектории их движения с помощью одного органа управления. Например, фирма "ДаймлерКрайслер" еще в 1996 г. показала на Парижском автосалоне "концептуальный автомобиль XXI века", на котором применила систему управления движением с помощью одной рукоятки — сайдстика. Наши же специалисты обратились к данной теме раньше. Причем не только с рекламными, но и практическими целями: в 1970 г. они ее внедрили на гусеничной машине специального назначения. Более того, тогда же ими обсуждался вопрос о возможности применения данной концепции управления на автомобилях и было высказано соображение о необходимости сохранить рулевое колесо, а также традиционное размещение под ногой водителя органов регулирования скорости на тяговых и тормозных режимах. Что, как показывают развитие систем управления с сайдстиком и появившиеся за рубежом публикации по результатам эксплуатационных их испытаний, полностью подтверждает правоту наших специалистов.

Из сказанного напрашивается вывод: концепция сайдстика себя не оправдала. Следовательно, нужна новая, предусматривающая регулирование скорости транспортной машины от одного органа управления, но — при сохранении традиционного руля.

Вывод логичный. Однако необходимой для его реализации теории автоматического регулирования скорости транспортных машин с помощью бортовых регуляторов в настоящее время, к сожалению, нет. Как нет и методов анализа и синтеза таких систем. Некоторые, причем далеко не полные представления о функциональной и структурной реализации бортовых регуляторов скорости можно получить только из патентных источников. Поэтому любое предложение, направленное на создание научных основ и принципов реализации бортовых регуляторов скорости транспортных машин, должно представлять большой интерес для специалистов, работающих в данной области. Именно одно из таких предложений и рассматривается ниже.

Это новый способ управления торможением, разработанный в СевКавГТУ в процессе создания единой системы автоматизированного управления скоростью транспортных машин. Его сущность поясняет функциональная схема, приведенная на рис. 1.

Задающим сигналом в системе управления торможением, формируемым водителем при перемещении педали тормоза, является теоретическая скорость $v_а$ транспортной машины или пропорциональная ей окружная $v_к$, или угловая $\omega_к$ скорость тормозимого колеса. Изменение задающего сигнала U_i для каждого колеса осуществляется в соответствии с выражением: $v_з = v_о(1 - \alpha/\alpha_{max})$, где $v_о$ — окружная скорость тормозимого колеса в начале воздействия на педаль торможения, α и α_{max} — соответственно текущее и максимальное положения педали тормоза.

По своей структуре система, созданная в СевКавГТУ, в отличие от известных систем управления, в том числе и с АБС, является замкнутой по отношению к регулируемому параметру — скорости тормозимого колеса. Способ же управления торможением принципиально иной, поскольку водитель задает не силовой параметр, а кинематический.

В итоге в конце процесса регулирования, когда проскальзывание S колеса становится равным нулю, тормозной механизм автоматически выключается, несмотря на то, что педаль тормоза может находится в выжатом состоянии, и дальнейшее уменьшение скорости происходит под действием внешних и внутренних сил сопротивления. Другими словами, поддерживать скорость на заданном водителем уровне не представляется возможным. Однако если в момент, когда проскальзывание колеса становится равным нулю, а сигнал с задатчика педали тормоза использовать как задающий для системы управления скоростью на тяговом режиме, то можно двигаться с заданной этой педалью скоростью. Таким образом, с переходом на новый принцип управления торможением появляется возможность объединить системы управления скоростью на тяговом и тормозном режимах в единую систему регулирования скорости и свести управление ею к одному органу.

На рис. 2 показан процесс торможения транспортной машины, оснащенной экспериментальной системой, которая реализует кинематический способ торможения. Торможение выполнялось при постоянном относительном угле поворота педали $\bar{\alpha} = \alpha/\alpha_{max} = 0{,}24$, что соответствовало заданной скорости $v_з = 4{,}3$ м/с (кривая *4* на рис. 2). При этом управляющий сигнал $U_у$ в системе управления торможением соответствует уравнению $U_у = U_з - U_{ос}$, где задающий сигнал $U_з = K_1 v_з$, сигнал обратной связи $U_{ос} = K_2 v_к + K_3 \dot{v}_к$ (K_1, K_2, K_3 — постоянные коэффициенты). В соответствии с управляющим сигналом регулятор изменяет давление в тормозном приводе (кривая *1*), что приводит к измене-

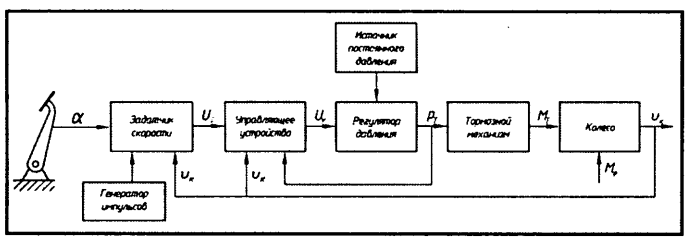


Рис. 1. Функциональная схема кинематического способа торможения

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

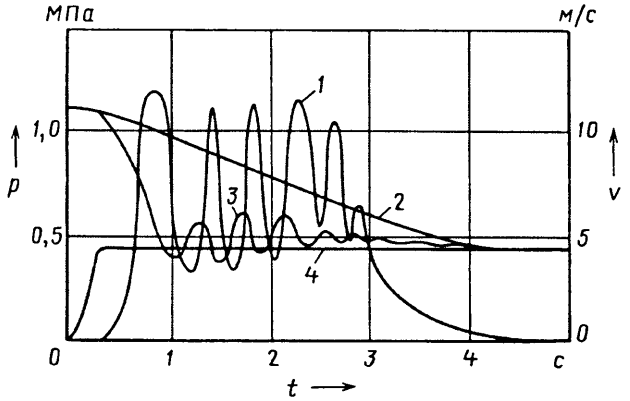


Рис. 2. Экспериментальный процесс торможения транспортной машины с новой системой управления:
1 — изменение давления в тормозном приводе; *2* — изменение скорости движения; *3* — изменение скорости колеса; *4* — заданный педалью уровень скорости

нию скорости $v_а$ транспортной машины и скорости колеса $v_к$ (кривые *2* и *3*).

Из рисунка следует, что при простом в реализации алгоритме функционирования в замкнутой системе управления торможением могут быть получены достаточно высокие показатели процесса торможения при сохранении управляемости и устойчивости транспортной машины.

На базе кинематического способа торможения в СевКавГТУ разработан новый способ управления скоростью движения транспортной машины, обеспечивающий возможность длительного движения со скоростями, задаваемыми педалью тормоза без перенастройки стабилизатора скорости. Сущность этого способа видна из рис. 3, на котором показано скачкообразное изменение управляющего сигнала $U_у = U_з - U_{ос}$.

После каждого изменения знака $U_у$ с минуса на плюс задается временная задержка $t_з$, равная примерно периоду T изменения этого знака, а при обратной смене знака — $t_з = 0$. Когда машина замедлит скорость до той, что задана педалью тормоза, временная задержка $t_з$ завершится полностью; при $t = t_з$ задающий сигнал с задатчика скорости системы управления торможением включается на вход системы стабилизации скорости на все время, пока управляющий сигнал $U_у \geqslant 0$. Благодаря этому ДВС переводится в тяговый режим, скорость машины поддерживается на уровне, заданном педалью тормоза. И с этой скоростью можно двигаться, пока не устранятся помехи, заставившие водителя снизить исходную скорость. При отпускании же педали тормоза (например, в момент $t = t_з$) сигнал заданной скорости увеличивается и изменяется со скоростью перемещения педали. При этом увеличивается и скорость $v_к$, которая при отсутствии буксования колес примерно равна $v_а$. Если скорость $v_к$ превысит допустимое значение по буксованию, в действие вступает противобуксовочная система.

В исходном состоянии педали тормоза скорость $v_{ст}$ машины устанавливается в соответствии с уровнем, заданным стабилизатором скорости.

Таким образом, при рассмотренном способе управления скоростью построение бортового регулятора, единого для тягового и тормозного режимов, способного регулировать скорость с помощью одного органа управления, педали тормоза, — дело вполне возможное. Только функции данной педали в этом случае расширяются и ее следует назвать педалью регулирования скорости машины (ПРС).

Достоинство рассмотренного способа управления скоростью очевидно. На машине сохраняются традиционные органы управления — рулевое колесо, педали управления двигателем и тормозами, действия водителя при управлении скоростью предельно упрощены и в то же время привычны: ему не придется перестраивать свои навыки, приобретенные при традиционном управлении транспортной машиной; в управлении практически отсутствует присущее всем транспортным средствам запаздывание при переходе с тягового режима на тормозной и обратно, поскольку регулирование скорости осуществляется водителем с помощью одной педали, а не двух, как при обычном управлении; расширяются сферы использования стабилизатора скорости.

Что касается конструкции бортового регулятора скорости, то она может представлять собой функциональное объединение двух локальных регуляторов — скорости тягового режима и скорости тормозного режима.

При этом первый из них решает такие задачи: следящего управления скоростью вращения коленчатого вала двигателя и ее стабилизации; скоростью самой транспортной машины в соответствии со случайными изменениями задающего воздействия $g(t)$, зависящего от воздействий водителя на орган регулирования скорости и в соответствии с $g = \text{const}$, терминального управления при синхронизации включаемых элементов коробки передач, заключающегося в переводе объекта управления из некоторого начального состояния $X(0) = X_0$ в заданное конечное состояние $X(f_t) = X_{ff}$ за минимальное время в соответствии со скачкообразным изменением задающего сигнала g; программного управления общего вида: $y = x(t)$.

Второй регулятор, скорости тормозного режима, представляет собой многоконтурную САУ, объединяющую локальные регуляторы скорости тормозимых колес, каждый из которых обеспечивает в процессе экстренного торможения такое изменение скорости

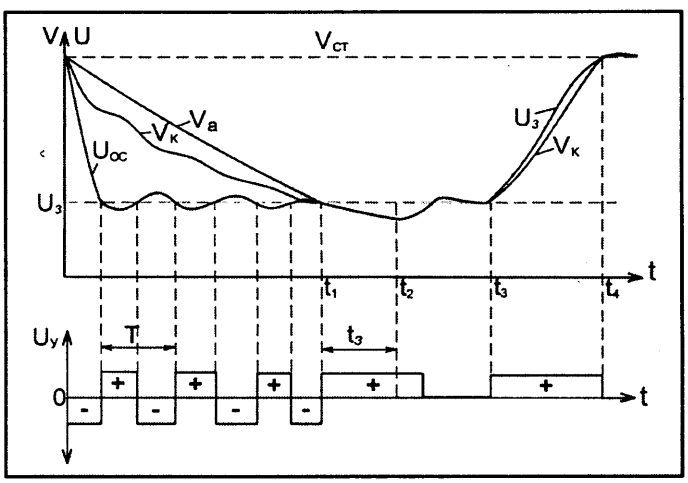


Рис. 3. Графики, поясняющие способ управления скоростью транспортной машины

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

$\omega_к(t)$ колеса, при котором проскальзывание колеса находится в пределах заданного отклонения от $S = S_{кр}$, а продольная реакция R_x достигает значения, близкого к $R_{x\max}$ для данной опорной поверхности, и в процессе служебного торможения — следящее за изменением задающего воздействия $g(t)$ изменение скорости колеса $\omega_к(t)$ при обеспечении проскальзывания $S < S_{кр}$.

Задача оптимального регулирования сцепления при трогании транспортной машины с места решается путем оптимального управления двигателем; задача автоматического и полуавтоматического управления коробкой передач представляет собой задачу программного управления исполнительными органами силового агрегата, сопряженную с задачей терминального управления двигателем.

Таким образом, в качестве основных объектов управления в бортовом регуляторе скорости рассматриваются ДВС и колесо транспортной машины. Оптимальное управление этими объектами при различных режимах движения последней обеспечивает оптимальное управление ее скоростью. При этом надо принимать во внимание, что двигатель и колесо с тормозным механизмом в динамике описываются нестационарными стохастическими уравнениями, так как моменты двигателя (M_e) и тормоза ($M_т$), моменты сил сопротивлений $M_с$ на валу двигателя и продольных реакций $M_{тр}$, действующих на тормозимое колесо, приведенные моменты инерции, зависящие от массы $m_{гр}$ перевозимого груза, в процессе эксплуатации изменяются случайным образом.

При оптимальном управлении каким-либо объектом управляющее воздействие $U(t)$ является некоторой функцией состояния $X(t)$ данного объекта и внешней среды, т. е. некоторой оперативной стратегией управления вида $U(t) = g[X(t)]$. Поэтому, чтобы управлять оптимально, в процессе функционирования системы нужно: восстановить вектор состояния системы в реальном времени, выделить оценки требуемых информационных параметров и использовать их при формировании управляющего воздействия. И здесь ставится задача при минимальном числе каналов измерения и простых датчиках измерения получить информацию о состоянии, недоступную для измерительных систем, но необходимую для реализации оптимальной стратегии управления.

В СевКавГТУ разработаны методы синтеза бортовой информационно-управляющей системы (БИУС), обеспечивающей получение в реальном времени при движении транспортной машины всех требуемых для оптимального управления информационных параметров: момента $M_с$ сил сопротивления, приведенных к коленчатому валу двигателя, и момента M_φ продольных реакций, действующих на тормозимые колеса, а также момента M_e на коленчатом валу двигателя и момента $M_т$ тормозного механизма; массы $m_{гр}$ перевозимого груза, производных от кинематических параметров $v_к$ и угловой скорости ω_e вращения коленчатого вала двигателя. Разработаны и методы синтеза оптимальных управляющих устройств для регулятора скорости тяговых и тормозных режимов, обеспечивающих требуемые показатели качества управления, — практически нулевую ошибку регулирования скорости коленчатого вала двигателя и скорости транспортной машины на режиме стабилизации скорости; требуемую ошибку $\Delta\omega_с$ синхронизации ($\Delta\omega_с = 0{,}5 \div 0{,}15$ с$^{-1}$) включаемых элементов (зубчатых муфт или фрикционных узлов) коробки передач при малом времени ($t_с = 0{,}3 \div 0{,}6$ с) синхронизации, что, в принципе, позволяет отказаться от индивидуальных синхронизаторов простых коробок передач; автоматическое переключение передач в соответствии с оптимальными характеристиками без циклических и нерациональных переключений; требуемые показатели плавности переключений за счет качественной синхронизации включаемых элементов коробки и автоматического регулирования двигателя и сцепления при трогании машины с места; высокую степень использования среднереализованного по времени торможения коэффициента φ_x сцепления.

Бортовой регулятор скорости разработан для транспортных машин, оснащенных как бензиновым двигателем, так и дизелем, механической или гидромеханической трансмиссией, гидравлическим или пневматическим приводом тормозов (патент № 222911, РФ). Созданы регуляторы скорости транспортной машины и скорости колеса (пат. № 2065367, РФ, пат. № 2027615, РФ). Разработаны способы автоматического управления торможением транспортной машины и устройство для его реализации и регулирования скорости коленчатого вала ДВС и устройство для его реализации (пат. № 2209328, РФ, пат. № 2086441, РФ).

Функциональная схема регулятора скорости для дизельных транспортных машин с механической коробкой передач и электропневматическим тормозным приводом показана, в качестве примера, на рис. 4. Согласно ей, изменение скорости машины осуществляет водитель, воздействуя на педаль управления двигателем ($\omega_з$), клавишу стабилизатора скорости ($v_{ст}$) и педаль регулирования скорости (ПРС). В блок оценки информационных параметров (БОИП) системы "транспортная машина—среда" поступают сигналы с датчиков: угловой скорости (ω_e) коленчатого вала двигателя, положения $X_р$ органа топливоподачи дизеля, включенной передачи U_i в коробке передач, окружной скорости $v_к$ каждого колеса, исходного $\alpha_и$ и конечного $\alpha_к$ положений педали регулирования скорости. БОИП в реальном времени восстанавливает векторы состояний системы "транспортная машина—среда". В частности, для тягового режима вектор состояний $W_р = (\omega_e, \dot{\omega}_e, M_e, M_с, \dot{M}_с)^T$, для тормозного режима — $W_т = (v_к, \dot{v}_к, v_а, \mathrm{sign}Z, \gamma_x, \dot{\gamma}_x)^T$. На основе полученных оценок в регуляторе скорости для тяговых режимов формируется управляющий сигнал в виде: $U_р = [k_1(\omega_з - \omega_e) + k_2 M_с] - X_р$, где k_1 и k_2 — коэффициенты передач, синтезируемые по заданному качеству управления; $M_с$ — оценка момента сопротивления на коленчатом валу двигателя, определяемая БОИП; $X_р$ — положение органа топливоподачи; ω_e — угловая скорость коленчатого вала двигателя; для тормозных режимов управляющий сигнал — в виде

$$U_{т_i} = \left[\frac{M_{\varphi_i}}{K_т} + K_x \int_0^t (v_{к_i} - v_{к_{Zi}})dt \mathrm{sign}Z\right] K_v - X_i,$$

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

где первый член правой части формулы представляет собой сигнал заданного положения $X_{з_i}$ штока исполнительного цилиндра тормозного привода, а X_i — положение штока, измеряемое с помощью датчика перемещения.

При формировании сигнала $X_{з_i}$ используются оценки момента M_{φ_i} продольной силы торможения каждого тормозимого колеса, заданной $v_{к_{Zi}}$, определенной для заданного проскальзывания $S_о$, являющегося границей проскальзывания колеса, когда функция $M_\varphi(S)$ не имеет выраженного максимума, и сигнал sign$Z$, характеризующий момент достижения тормозимым колесом критического проскальзывания $S_{кр}$, соответствующего максимуму момента силы торможения $M_{\varphi max}$. Для формирования сигнала $v_{к_{Zi}}$ и сигнала ошибки регулирования ($\varepsilon = 1 - v_з/v_а$) предназначен сигнал оценки скорости $v_а$ транспортной машины.

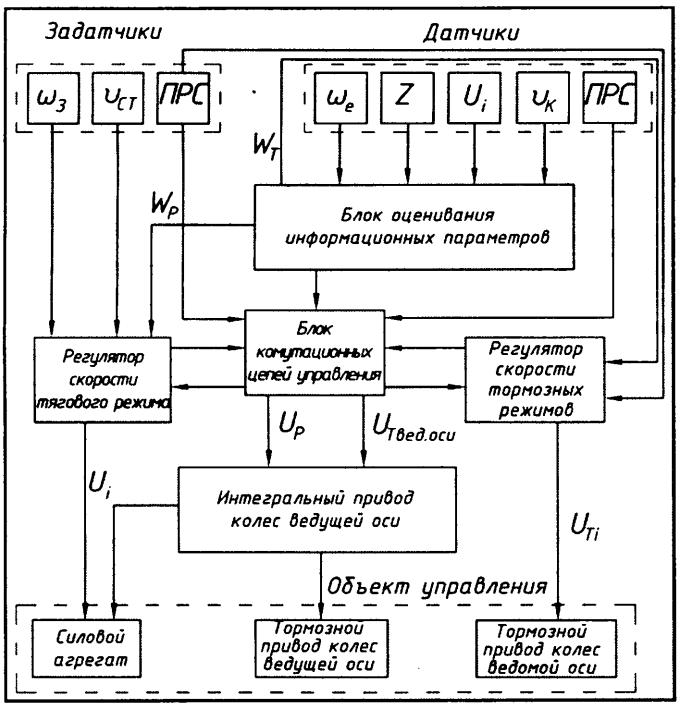


Рис. 4. Функциональная схема бортового оптимального регулятора скорости транспортной машины

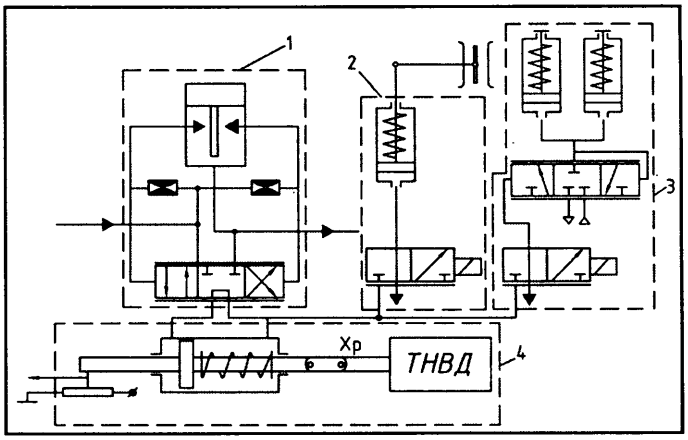


Рис. 5. Принципиальная схема интегрального привода управления двигателем, моторным тормозом и тормозами колес ведущей оси машины:
1 — электрогидравлический усилитель; *2* — привод моторного тормоза; *3* — тормозной привод колес ведущей оси; *4* — гидропривод рейки ТНВД дизеля

Блок коммутации цепей управления (БКЦ) в соответствии с алгоритмом функционирования бортового регулятора скорости (БРС) в переходных процессах соединяет соответствующие элементы управления БРС и интегрального привода управления двигателем, моторным тормозом и тормозами колес ведущей оси.

Интегральный привод управления двигателем, моторным тормозом и тормозами колес ведущей оси содержит (рис. 5) электрогидравлический усилитель *1*, привод *2* моторного тормоза, тормозной привод *3* колес ведущей оси и гидропривод *4* рейки ТНВД дизеля.

Рассмотренный регулятор скорости позволяет использовать стабилизатор скорости как при движении машины по трассе, так и в городских условиях, что, как показывает опыт эксплуатации транспортных средств, оснащенных такой системой, улучшает показатели их экономичности, экологичность, безопасность и снижает нагрузки на двигатель, трансмиссию и ходовую систему. Регулирование скорости в диапазоне от $v_{ст}$ до нуля осуществляется одним органом управления — педалью регулирования скорости, что существенно упрощает управление транспортной машиной. В то же время водитель для управления скоростью и траекторией движения использует традиционные приемы и органы управления.

УДК 629.014.17

Определение сил инерции Кориолиса, действующих на гусеницы амфибийных машин

Кандидаты техн. наук Б.Е. ЕРМАКОВ, С.В. ЗАЙЦЕВ

МАДИ (ГТУ)

Появление и распространение двухзвенных амфибийных гусеничных транспортеров (например, ДТ-30П, ДТ-10П и др.) объясняются рядом их свойств, которыми не обладают однозвенные гусеничные машины. И одно из этих свойств — именно наличие двух звеньев, связанных между собой поворотно-сцепным устройством, которое позволяет более уверенно управлять транспортером как на суше, так и — особенно — на воде. Потому что поворот звеньев в горизонтальной плоскости, меняя форму транспортера, существенно изменяет усилия, действующие на движущиеся корпуса со стороны воды, и тем самым изменяет движение всей машины в целом. Однако на управляемость гусеничного транспортера на плаву влияет не только его двухзвенность, но и гусеничные водоходные движители. Что, к сожалению, не всегда принимается во вни-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
1	$l = 2(b + \pi r)$	b — расстояние между осями колес; r — радиус ведущего колеса
2	$\gamma = \dfrac{m_\Gamma}{2(b+\pi r)}$	—
3	$m_\Gamma = \gamma l$	—
4	$d\Phi_K = a_K dm = 2(\bar{v}_r \times \bar{\omega}_1)dm = 2r\omega\omega_1 \sin\varphi dm = 2\gamma r^2 \omega\omega_1 \sin\varphi d\varphi$	ω — угловая скорость вращения ведущего колеса гусеницы; ω_1 —угловая скорость поворота амфибии; φ — угол поворота ведущего колеса
5	$R^\Phi_{1K} = \int d\Phi_K = 2\gamma r^2\omega\omega_1 \int\limits_0^{\pi/2} \sin\varphi d\varphi = 2\gamma r^2\omega\omega_1 = \dfrac{m_\Gamma r^2 \omega\omega_1}{b+\pi r}$	—
6	$R^\Phi_{2K} = m_2 a_K = 2\gamma b r\omega\omega_1 = \dfrac{m_\Gamma b r\omega\omega_1}{b+\pi r}$	m_2 — масса второй части гусеницы
7	$M^\Phi_{2,5K} = 2R^\Phi_{2K}\, r = \dfrac{2m_\Gamma b r^2 \omega\omega_1}{b+\pi r}$	—
8	$S_C = \dfrac{\int S d\Phi_K}{\int d\Phi_K} = \dfrac{\int S d\Phi_K}{R^\Phi_{1K}}$	—
9	$M^\Phi_{1K} = R^\Phi_{1K}\, 2h = \dfrac{1{,}68 m_\Gamma r^3 \omega\omega_1}{b+\pi r}$	—
10	$M^\Phi_\Gamma = 2M^\Phi_{2,5K} + 4M^\Phi_{1K} = \dfrac{2m_\Gamma r^2(2b+3{,}36r)\omega\omega_1}{b+\pi r}$	—
11	$\bar{u} = \bar{\omega}_1 \times \bar{M}^\Phi_\Gamma$	—
12	$\lvert\bar{u}\rvert = \omega_1 M^\Phi_\Gamma = J_\Gamma \omega\omega_1^2 = \dfrac{2m_\Gamma r^2(2b+3{,}36r)\omega\omega_1^2}{b+\pi r}$	J_Γ — приведенный момент инерции гусеницы
13	$u = \dfrac{d}{dt} M^\Phi_\Gamma = J_\Gamma \dfrac{d}{dt}(\omega\omega_1) = J_\Gamma \omega\omega_1^2$	—
14	$\omega_1 \dfrac{d\omega}{dt} + \omega \dfrac{d\omega_1}{dt} = \omega\omega_1^2$	—
15	$\dfrac{d\omega_1}{dt} = \omega_1^2$	—

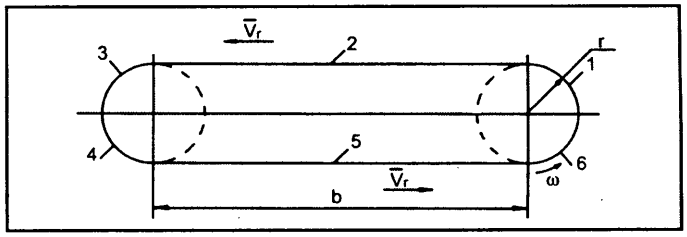


Рис. 1

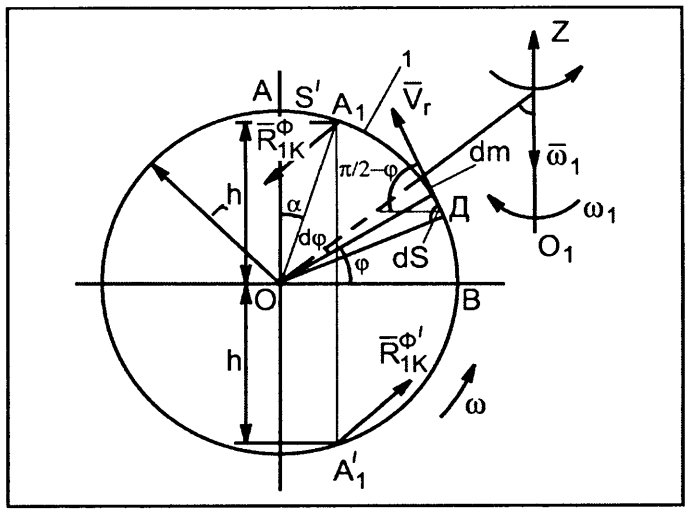


Рис. 2

мание. Дело в том, что при движении транспортера по криволинейной траектории (поворот) появляются силы Кориолиса и их моменты. При движении по грунту они, вообще говоря, не оказывают заметного влияния на транспортер, но на плаву сильно влияют как на остойчивость, так и на управляемость транспортера. Поэтому учитывать данные силы не только желательно, но и нужно.

Вниманию читателей авторы и предлагают методику такого учета, причем в чисто аналитическом ее варианте.

Длина l одной гусеницы транспортера (рис. 1), очевидно, соответствует формуле № 1 (см. таблицу), ее погонная масса γ — формуле № 2, а полная масса m_Γ — формуле № 3.

Разобьем движитель-гусеницу на шесть (1—6) частей и рассмотрим (рис. 2) первую — сектор 1 ведущего колеса при угле $0 \leqslant \varphi \leqslant \pi/2$. Для чего выделим на секторе элементарную массу $dm = \gamma r d\varphi$. Тогда элементарную силу Кориолиса, $d\Phi_K = a_K dm$, действующую с ее стороны, дает, очевидно, формула № 4, а величину главного вектора R^Φ_{1K} сил инерции Кориолиса для рассматриваемого сектора движителя — формула № 5.

Величину главного вектора сил Кориолиса второго элемента можно получить, рассуждая аналогичным образом, из формулы № 6.

Главные векторы сил инерций Кориолиса второго и пятого элементов гусеницы создаются моментом $M^\Phi_{2,5K}$, подсчитываемым по формуле № 7.

Силы инерции Кориолиса располагаются по дуге окружности *АДВ*. Так, как это показано на их эпюре

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

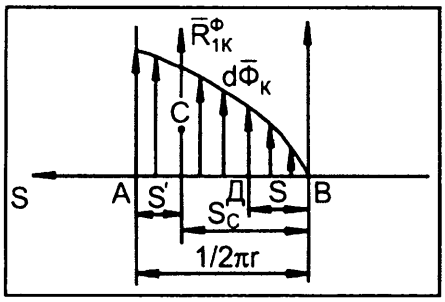


Рис. 3

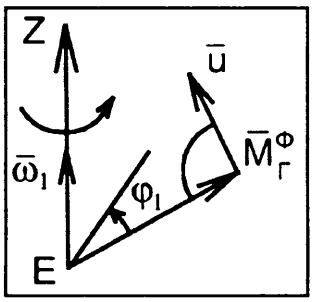


Рис. 4

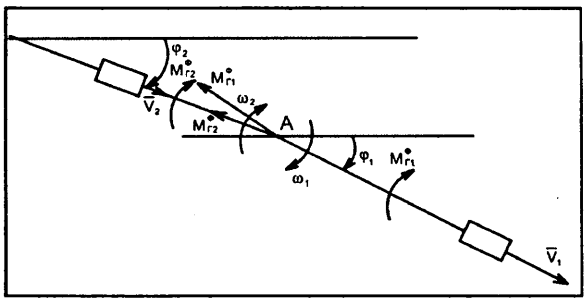


Рис. 5

(рис. 3). Точка приложения главного вектора R^{Φ}_{1K} этих сил будет находиться, очевидно, в центре S_c тяжести данной эпюры. Чтобы определить его положение, воспользуемся формулой № 8.

При этом учтем, что при $S = \varphi r$, $S_c = r\int_0^{\pi/2} \varphi\sin\varphi d\varphi = r(\sin\varphi - \varphi\cos\varphi)_0^{\pi/2} = r$. Следовательно, можно записать, что $S_c = r$; $S' = \pi r/2 - r \approx 0{,}57r$; угол α, стягивающий дугу S' (на рис. 2 — дугу AA_1), равен $S'/r = 0{,}57$ рад $= 32{,}7°$.

В точке A_1 вектор R^{Φ}_{1K} будет направлен на зрителя, а в точке A'_1 — от него. Эти вектора образуют пару сил с плечом $2h = r\cos\alpha = r\cos 32{,}7° = 0{,}84r$. Тогда момент M^{Φ}_{1K} дает формула № 9, а момент пары сил для двух гусениц машины — формула № 10.

При повороте амфибии в горизонтальной плоскости с угловой скоростью ω_1 момент M^{Φ}_{Γ} стремится повернуть ее относительно точки сцепки в вертикальной поперечной плоскости, но всегда препятствует повороту в горизонтальной плоскости. Причем тем сильнее, чем больше ω_1. Если же $\omega_1 = 0$, то и $M^{\Phi}_{\Gamma} = 0$, т. е. траектория движения машины прямолинейная.

Теперь рассмотрим (рис. 4) поворот вектора $\vec{M}^{\Phi}_{\Gamma}$ в горизонтальной плоскости с угловой скоростью ω_1.

При $\omega_1 \neq 0$ конец вектора $\vec{M}^{\Phi}_{\Gamma}$ относительно шарнира (точка E) сцепки двух секций амфибийной машины будет иметь скорость, вектор $\vec{u}$ которой, согласно формуле Эйлера (формула № 11), представляет собой произведение векторов $\vec{\omega}_1$ и $\vec{M}^{\Phi}_{\Gamma}$. Но так как эти векторы перпендикулярны друг другу, то модуль $|\bar{u}|$ скорости определится формулой № 12, а с другой стороны — формулой № 13. При этом если $\omega = \omega(t)$ и $\omega_1 = \omega_1(t)$, то можно записать формулу № 14, а если $\omega = \text{const}$, а $\omega_1 = \omega_1(t)$, то формулу № 15.

Воспользовавшись формулой № 10, подсчитаем значение скручивающего момента $M_{ск}$, который действует на сцепное устройство (рис. 5) плавающего транспортера ДТ-30П.

У данного транспортера он, очевидно, равен разности $M^{\Phi}_{\Gamma 1} - M^{\Phi}_{\Gamma 2}\cos(\varphi_1 - \varphi_2)$.

Учитывая, что у ДТ-30П $b = 6{,}24$ м, $r = 0{,}265$ м и $m_{\Gamma} = 1250$ кг, получаем $M^{\Phi}_{\Gamma 1} = 5{,}9\dot{\varphi}_1$, $M^{\Phi}_{\Gamma 2} = 5{,}9\dot{\varphi}_2$ и $M_{ск} = 5{,}9[(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2\cos\varphi_1 + \varphi_2)]$ кН · м.

Таким образом, решение задачи фактически сводится к определению углов поворота φ_1 и φ_2 звеньев транспортера. И их первых производных, т. е. ω_1, ω_2.

УДК 629.067

Компьютерная поддержка активной безопасности автомобиля

Д-р техн. наук И.В. ХОДЕС, М.В. БОНДАРЕНКО

Волгоградский ГТУ

Сохраняющаяся тенденция увеличения скоростей движения АТС ужесточает требования к их активной безопасности. При этом первостепенную значимость приобретают управляемость и ее предельное состояние — устойчивость.

Естественно, специалисты не могли обойти своим вниманием данное обстоятельство. Выполненные ими в последнее время теоретические и экспериментальные исследования позволяют создать конструкцию АТС с минимизацией динамических искажений траектории из-за шинной, креновой поворачиваемости (боковой увод шин и довороты колес вследствие деформации передней и задней подвесок), кинематической и динамической неопределенностей рулевого привода, остаточного несоответствия установки схождения управляющих колес их развалу, задержки реакции автомобиля на управляющее воздействие водителя. Все это вместе с АБС, реализацией полного привода, системами стабилизации движения и прогнозирования состояния дорожного покрытия, включая профиль и кривизну, и прочих дорожных условий делает АТС достаточно безопасным в процессе его движения. Но — не абсолютно безопасным. О чем, к сожалению, зачастую забывают многие водители. Они впадают в иллюзию вседозволенности воспроизводимых ими управляющих воздействий по скорости, интенсивности разгона, торможению, повороту руля, размещению груза и пассажиров. При этом наблюдается парадоксальный эффект: чем технически совершенней и динамичней автомобиль, тем сильнее притупляется чувство опасности у его водителя и возникает предрасположенность к созданию аварийной ситуации из-за неблагоприятного сочетания управляющих воздействий в конкретных погодных и дорожных условиях.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Чтобы разрешить данное противоречие, нужно общение технической системы "АТС" с водителем. То есть необходимы устройства, способные информировать водителя о качестве его действий и выдавать ему рекомендации по мерам уменьшения опасности возникновения аварийной ситуации в конкретных условиях движения. Иначе говоря, достаточно высокий уровень интеллекта технической системы, сформированный конструктором, должен дополнять уровень интеллекта водителя (предупреждать об опасности, которой тот не "видит") и даже профессионально аттестовать его с точки зрения качества управления.

Технически такие задачи может решить бортовая компьютерная система, выполняющая две функции — выдавать водителю рекомендации в отношении режимов, наиболее благоприятных в конкретных дорожных условиях, и предупреждений его об опасности.

Внедрение данных систем позволило бы существенно снизить аварийность, так как очень часто причина аварии ("не справился с управлением") связана с неадекватной оценкой водителем возможностей автомобиля (маневры с превышением предельно допустимой скорости движения, поворот руля при интенсивном разгоне, торможении в сочетании с неблагоприятными дорожными условиями).

Теоретическая основа для разработки этой системы есть: выполненные в ВолгГТУ исследования по управляемости колесной машины дают возможность прогнозировать устойчивость движения АТС с учетом всего комплекса его массогеометрических параметров, упругодемпфирующих свойств подвески, шин, внешних условий движения и управляющих воздействий водителя. Более того, по результатам исследования уже сформирована упрощенная система оценки предельной скорости движения автомобиля в конкретных дорожных условиях, т. е. скорости, при которой автомобиль становится неуправляемым. Она, чтобы гарантированно обеспечить безопасное движение, не только определяет значение $v_{пр}$, но и выдает водителю сигнал об опасности с опережением, т. е. с учетом запаса относительно реализуемой скорости v. Регламентируя коэффициент запаса заданной (например, $v_{пр}/v \geqslant 1{,}1 \div 1{,}5$) величиной, зависящей от рабочего объема двигателя, его динамических свойств и т. д. Кроме того, учитывая, что современные автомобили проектируются с условием, чтобы занос наступал раньше опрокидывания, то и величина предельной скорости движения вычисляется именно по заносу (формула № 1 в табл. 1). Причем вычисляется с учетом соотношения параметров внешней среды; массогеометрических и упругодемпфирующих свойств подвески; эластичности шин; управляющих воздействий водителя, характеризуемых амплитудой θ_0 и частотой ω отклонения управляемых колес, ускорением $\dot{v}$ разгона или торможения и скоростью движения v.

Рассмотрим сложные параметры, входящие в данную формулу.

Первый из них — коэффициент $U_п$ усиления поперечных реакций. Его величина зависит от упругодемпфирующих свойств автомобиля и частоты ω воздействия водителя на рулевое колеса ($\omega = 2\pi/T_0$, где T_0 — период подруливания). Рассчитывается $U_п$ по формуле № 2. Входящие в нее параметры — тоже, в основном, сложные.

Так, собственная частота ω_c линейных колебаний автомобиля в конкретной плоскости определяется по формуле № 3; коэффициент $h_п$ демпфирования — по формуле № 4; коэффициент D шинной поворачиваемости — по формуле № 5; коэффициент K_{q_i} сопротивления уводу колес с учетом поправок по Д.А. Антонову и перераспределения ΔR_{z_i} нормальных реакций на внешнюю и внутреннюю сторону относительно центра поворота — по формуле № 6. В свою очередь, величину ΔR_{z_i} дает формула № 7, коэффициент усиления от угловых колебаний — формула № 8, которая по своей структуре аналогична формуле № 2; нормальную нагрузку на переднюю и заднюю оси — формулы № 9, а значения уточняющих коэффициентов — формулы № 10—12.

Коэффициент D_1 креновой поворачиваемости, учитывающий доворoты колес передней и задней осей и изменяющий при этом кривизну траектории АТС, представляет собой отношение результирующего угла $\theta_{дов}$ доворота управляемой оси к тестовой поперечной силе (например, $0{,}3mg$). Его величина определяется по формуле № 13.

Технологии расчета углов доворота с учетом кинематики подвески, упругих деформаций ее элементов, изменения координат ее шарниров и рулевого привода известны: они содержатся в программных комплексах "Фрунд", "Адамс", аналитических методах ВолгГТУ и др. Но возможна и расчетно-экспериментальная оценка путем измерения трех физических величин — крутящего момента M_β относительно оси крена, приложенного в поперечной плоскости к остову и совмещенного с центром масс АТС, доворотов θ_1 и θ_2 колес передней и задней осей с учетом их знака (оценка значения D_1). Для этого результаты измерения подставляются в формулу № 14. С физической точки зрения D_1 означает, что при наличии центробежной силы P_{ca} результирующий доворот окажется равным произведению $P_{ca}D_1$.

Касательная сила $P_{к.т}$ тяги при разгоне или торможении определится произведением $m\dot{v}$, т. е. в зависит от задаваемого ускорения.

Таким образом, для реализации поставленной задачи в бортовой компьютерной системе необходимо сформировать базу данных, которую можно разделить на три группы. Первая — постоянные параметры технической характеристики (L, g, π, $P_ш$, h_w, K_i, h); вторая: параметры массогеометрических и упругодемпфирующих свойств, получаемые расчетом на основе технической характеристики и измерений с помощью датчиков, предназначенных для оценки нагрузки на оси и определения m_1, m_2, a, b, K_{01}, K_{02}, ω_β, $h_п$, h_β, C_{02}, D, D_1, R_z, P_w, $U_п$, U_β; третья: измеряемые параметры управляющих воздействий и условий движения, т. е. v, $\dot{v}$, α, ω, θ_0, φ.

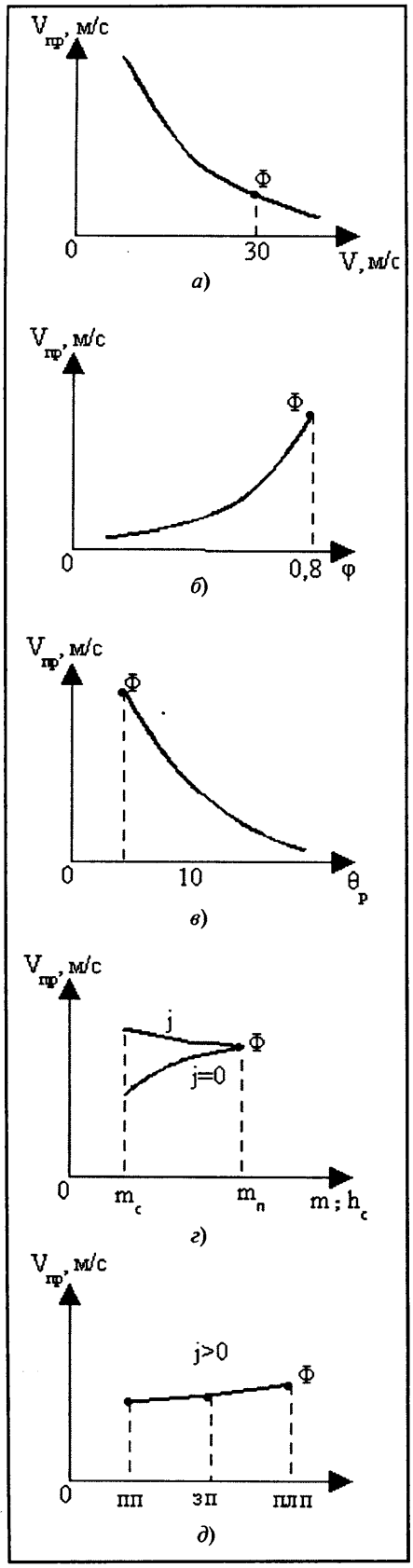
В заключение приведем (табл. 2), в качестве примера, результаты расчета предельной скорости для автомобиля ВАЗ-2114 при $L = 2{,}46$ м, $B_{1,2} = 1{,}385$ м, $a = b = L/2 = 1{,}23$ м,

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечание
1	$v_{пр} = \sqrt{\frac{Lg}{\theta_0 U_п + P_{ca}(D_1 + D)}} \times$ $\times \sqrt[4]{\varphi^2 - P^2_{к.т}/R^2_{Z1,2}} > v$	L — база автомобиля; g — ускорение свободного падения; θ_0 — амплитуда отклонения управляемых колес; $U_п$ — коэффициент усиления поперечных колебаний (реакций); P_{ca} — центробежная сила; D — коэффициент шинной поворачиваемости; D_1 — коэффициент кренной поворачиваемости; φ — коэффициент сцепления; $P_{к.т} = m\dot{v}$ — инерционная сила разгона (торможения); m — масса АТС; v — скорость АТС; $\dot{v}$ — ускорение разгона (торможения); $R_{z1,2}$ — нормальные реакции на переднюю (R_{z1}) и заднюю (R_{z2}) оси
2	$U_п = \frac{\omega_c^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega^2)^2 + 4h_п^2\omega^2}} +$ $+ e^{-\frac{\pi h_п}{2\omega_c}} \sin(\mathrm{arctg}\frac{h_п}{\omega_c})$	ω_c — собственная частота линейных колебаний автомобиля в поперечной плоскости; $\omega = 2\pi/T_0$ (T_0 — период поворота управляемых колес); $h_п$ — коэффициент, характеризующий демпфирующие свойства шин в поперечном направлении
3	$\omega_c = \sqrt{\frac{C_{01} + C_{02}}{m}}$	C_{01}, C_{02} — поперечная жесткость шин колес передней и задней осей соответственно
4	$h_п = \psi_a \omega_c$	$\psi_a = 0{,}15 \div 0{,}40$ — безразмерный коэффициент демпфирования
5	$D = \frac{1}{L}\left(\frac{a}{K_{01}} - \frac{b}{K_{02}}\right)$	a — расстояние передней оси от центра масс автомобиля; b — то же для задней оси; K_{01}, K_{02} — коэффициенты сопротивления уводу колес передней и задней осей соответственно
6	$K_{q_i} = \left(2 - \frac{\Delta R_{z_i}}{R_{z_i}}\right) K_i q_R q_\varphi q_{F,T}$	K_i — коэффициент сопротивления уводу, определяемый упругими свойствами шин конкретного автомобиля; q_R, q_φ, $q_{F,T}$ — уточняющие коэффициенты по нормальной нагрузке, коэффициенту сцепления, тангенциальному усилию при неустановившемся движении
7	$\Delta R_{z_i} = \frac{C_i M_\beta}{CB_i} = \frac{C_i P_{ca} U_\beta h}{(C_1 + C_2)B_i} =$ $= \frac{C_i F \theta_0 U_\beta h}{(C_1 + C_2)B_i[1 - F(D + D)_1]}$	C_i — угловая поперечная жесткость подвески остова автомобиля; h — высота центра масс автомобиля относительно оси крена; M_β — крутящий момент относительно оси крена; C — суммарная угловая жесткость подвесок передней (C_1) и задней (C_2) осей; B_i — колея передней (B_1) и задней (B_2) осей; U_β — коэффициент усиления угловых колебаний; $F = \frac{mv^2}{L}$
8	$U_\beta = \frac{\omega_\beta^2}{\sqrt{(\omega_\beta - \omega^2)^2 + 4h_\beta^2\omega^2}} +$ $+ e^{-\frac{\pi h_\beta}{2h_\beta}} \sin\left(\mathrm{arctg}\frac{h_\beta}{\omega_c}\right)$	ω_β, h_β — частота собственных колебаний автомобиля и коэффициент их демпфирования
9	$R_{Z_1} = \frac{mgb}{L} - \Delta R_{пр}$ $R_{Z_2} = \frac{mga}{L} + \Delta R_{пр}$	$\Delta R_{пр} = (\pm mgh\sin\alpha \pm m\dot{v}\delta_m h + P_w h_w + P_{ca} b\,\mathrm{tg}\,b\theta_0)/L$; α — угол дорожного подъема (+) или спуска (−); $\dot{v}$ — ускорение разгона (+) или торможения (−); P_w, h_w — сила лобового аэродинамического сопротивления и высота центра давления набегающего потока
10	$q_R = 1 - 0{,}6\left(\frac{\Delta R_z}{R_z}\right)^2 \mathrm{sgn}\Delta R_z +$ $+ 0{,}4\left(\frac{\Delta R_z}{R_z}\right)^2 + 0{,}16\frac{\Delta R_z}{R_z}$	—
11	$q_\varphi = \frac{1{,}15Эл}{1 + 2/(30\varphi_y)}$	φ_y — коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью в боковом направлении, соответствующий прямоугольному пятну контакта $Эл = 1$ (для эллипса $Эл = 0{,}85$)
12	$q_{F,T} = \frac{\sqrt{1 - 0{,}5\dot{v}\varphi/g}}{1 + 0{,}375\dot{v}\varphi/g}$	При разгоне АТС с полным приводом или торможении $q_{F,T} = \frac{\sqrt{1 - 0{,}5\dot{v}\varphi/(2g)}}{1 + 0{,}375\dot{v}\varphi/(2g)}$
13	$D_1 = \frac{\theta_{дов}}{0{,}3mg}$	—
14	$D_1 = h\frac{\theta_1 + \theta_2}{M_\beta}$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru



Зависимость предельно допустимой по заносу скорости автомобиля от скорости движения (а), коэффициента сцепления (б), амплитуды поворота рулевого колеса (в), массы автомобиля и высоты центра масс (г), типа ("пп" — передний, "зп" — задний, "плп" — полный) привода (д)

Таблица 2

Режим движения			Тип приводов					
			передний 2×4		задний 4×2		полный 4×4	
коэффициент	$\dot{v}/g$	вид движения	$v_{пр_з}$, км/ч	$v_{пр_з}/v$	$v_{пр_з}$, км/ч	$v_{пр_з}/v$	$v_{пр_з}$, км/ч	$v_{пр_з}/v$
0,8	0,1	Разгон	159	1,48	159,6	1,48	161	1,49
	0,1	Торможение	148	1,37	148	1,37	161	1,49
	0	Свободное качение	161	1,49	161	1,49	161	1,49
0,5	0,1	Разгон	121	1,13	123,1	1,14	127	1,18
	0,1	Торможение	127	1,18	127	1,18	127	1,18
	0	Свободное качение	128	1,17	128	1,17	128	1,17
0,3	0,1	Разгон	83,3	0,77	87,2	0,8	96	0,89
	0,1	Торможение	96	0,89	96	0,89	96	0,89
	0	Свободное качение	99	0,92	99	0,92	99	0,92

m = 1350 кг, h = 0,45 м, $K_{01} = K_{02}$ = = 38000 Н/рад (шины 165/70R13), $\alpha = 0$, $D = 0$, $D_1 = 0{,}68 \cdot 10^{-6}$ Н$^{-1}$, θ_0 = 0,00523 рад (на управляемых колесах), v = 30 м/с, $\dot{v} = 0{,}1g$, ω = = 3,14 с$^{-1}$, $\varphi = 0{,}8$, $\omega_п$ = 13,2 с$^{-1}$, $h_п$ = 9,24 с$^{-1}$, $U_п$ = 1,1, режимах движения, отличающихся величинами коэффициента φ сцепления (φ = 0,8; 0,5; 0,3), направлением и величиной ускорения (торможения), разгона, движением с постоянной скоростью, а также тремя типами привода ведущих колес (передний, задний, полный).

Как видно из таблицы, на запас предельной скорости особенно сильно влияют условия по сцеплению (φ). Чем меньше φ, тем меньше $v_{пр}/v$. Например, при φ = 0,4 предельная скорость составляет ~100 км/ч. Однако следует иметь в виду, что это относится к повороту рулевого колеса на угол до 5°, вызванному необходимостью корректировки прямолинейного направления подруливанием. Недостаток опыта водителя, большие перемещения руля, реализация больших ускорений вместе с ухудшением дорожных условий и др. вызовут существенное снижение предельной скорости движения и создадут предпосылку аварийной ситуации. О чем бортовая компьютерная система и должна заблаговременно предупредить водителя.

Так, в ходе исследований установлено, что с увеличением амплитуды поворота руля до 20°, интенсивности торможения до $j = 0{,}4g$ возможное значение предельной скорости $v_{пр_з}$ при φ = 0,3 уменьшится в 4 раза, и коэффициент $v_{пр_з}/v$ запаса устойчивости снизится с 1,37 до 0,34 — в 3,2 раза меньше допустимого оговоренного выше, равного 1,1 и максимально допустимого (1,5) — в 4,4 раза. То есть данный режим — явно аварийно опасный. Выйти из него можно, снизив либо скорость v, либо умеренней воздействуя на руль и педаль тормоза.

На основании исследований получены (см. рисунок) и закономерности, связывающие $v_{пр_з}$ с отдельными характеристиками АТС и режимами его движения. Они лишний раз подтверждают: бортовая компьютерная система предупреждения, безусловно, повысит активную безопасность, что особенно важно для современных энергонасыщенных автомобилей: она не допустит иллюзии вседозволенности управляющих воздействий (скорость, повороты руля, ускорения разгона, торможения в различных погодных условиях) как малоопытных, так и "бывалых" водителей, не достигших настоящего профессионализма.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621.43

Пневматический привод газораспределительного механизма ДВС

А.А. РЫБАКОВ

Газораспределительный механизм с механическим приводом позволяет оптимизировать основные рабочие характеристики ДВС — его мощность, крутящий момент, расход топлива и токсичность отработавших газов. Но только на каком-то одном режиме, т. е. при вполне определенной нагрузке. Стоит же измениться нагрузке, как параметры выходят за пределы оптимальных. Конечно, в какой-то степени эти отклонения можно компенсировать. Например, изменяя угол опережения зажигания или момент подачи топлива, его дозы и т. д. Но все эти мероприятия не дают возможности добиться возврата к оптимальным параметрам без изменения фазы срабатывания газораспределительных клапанов, их хода и продолжительности открытия. Поэтому конструкторы не оставляют попыток создать эффективный газораспределительный механизм с гибким управлением законом движения клапанов. Об этом свидетельствует статистика запатентованных предложений. Уже разработаны варианты механических, гидравлических, пневматических, электрических, электромагнитных газораспределительных механизмов и их комбинаций. Однако ни одна из разработок на двигателях массового производства так и не нашла применения. Почему — понятно. Например, чисто механические приводы не обеспечивают в полной мере требуемого закона гибкого управления. К тому же, они отличаются сложной кинематической схемой и потому громоздки и малонадежны. Гидравлическим и пневматическим нужны отдельные источники давления жидкости или газа, что снижает эффективный КПД двигателя и его удельную мощность. Кроме того, все они существенно удорожают двигатель.

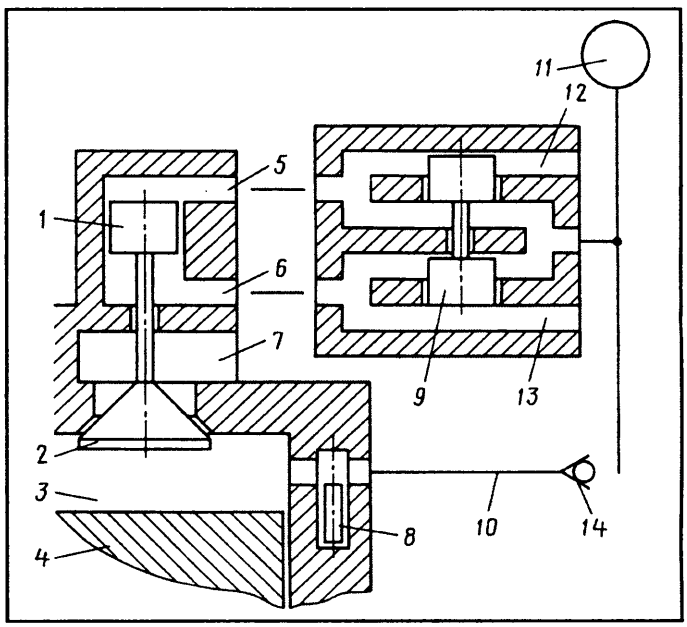
Автор предлагает вниманию специалистов свой пневматический привод газораспределительного механизма, который, в чем легко убедится читатель, значительно легче, проще и экономичнее приводов аналогичного назначения, разработанных другими изобретателями.

Дело в том, что все перечисленные эффекты в его схеме достигаются за счет использования напрямую энергии сжимаемого при такте сжатия ДВС рабочего тела — топливовоздушной смеси или (в зависимости от типа двигателя) воздуха. То есть для предлагаемой схемы нет необходимости в компрессоре или насосе. Масса же подвижных деталей механизма сведена к минимуму. Электроника вполне способна организовать их движение без удара клапана о седло — основной причины стуков и поломок. То есть пневматический привод с отбором рабочего тела от двигателя гибко управляет фазами газораспределения, временем открытия, закрытия и величиной хода газораспределительных клапанов при незначительных энергозатратах и массе механизма (заявка № 2007141879 на выдачу патента на изобретение).

Принцип использования напрямую энергии сжимаемого компрессором воздуха для привода газораспределительного механизма особенно выгоден в свободнопоршневом двигателе, кинетическая энергия поршней которого в конце тактов практически равна нулю. Сжатый воздух в нем можно отбирать на пути от компрессора до камеры сгорания (Заявка № 2007116078 на выдачу патента на изобретение).

Пневматический привод нового газораспределительного клапана ДВС работает следующим образом.

Поршень *4* двигателя (см. рисунок) при такте сжатия сжимает воздух в его камере сгорания *3*. Часть этого воздуха по трубопроводу *10* через обратный клапан *14* поступает в пневмоаккумулятор *11*. Система управления (на рисунке не показана) отслеживает текущее положение поршня *4* в момент, когда требуется открыть клапан *2* двигателя, устанавливает золотник *9* в положение, показанное на рисунке. В результате воздух из пневмоаккумулятора по каналу *5* поступает в верхнюю полость поршня *1* привода клапана и переводит соединенный с ним клапан *2* в нижнее положение, т. е. открывает данный клапан, что позволяет воздуху из атмосферы поступать в цилиндр двигателя либо отработавшим газам вытекать из него по каналу *7*. Чтобы



Принципиальная схема пневматического газораспределительного механизма ДВС:

1 — поршень привода клапана; *2* — клапан; *3* — камера сгорания; *4* — поршень; *5, 6, 12* и *13* — газораспределительные каналы; *7* — канал выпуска отработавших газов; *8* — клапан-отсечка; *9* — распределительный золотник; *10* — трубопровод; *11* — пневмоаккумулятор; *14* — обратный клапан

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

закрыть клапан *2*, система управления переводит золотник *9* в нижнее положение, и воздух из пневмоаккумулятора *11* по каналу *6* поступает в нижнюю полость поршня *1* привода клапана двигателя. Поршень *1* и клапан *2* занимают верхнее положение, т. е. клапан закрывается. (В обоих случаях отработавший воздух из обоих полостей поршня вытекает по каналам *12* и *13*.)

В цилиндре двигателя, как сказано выше, может сжиматься либо воздух, либо топливовоздушная смесь. Поэтому во втором случае в целях повышения экономичности двигателя отработавшая в механизме газораспределения смесь направляется в воздухозаборный тракт двигателя.

Предлагаемая схема решает и еще одну важную задачу. У различных типов двигателей давление и температура сжимаемого рабочего тела колеблются, как известно, в пределах от 1,2 до 6 МПа (от 12 до 60 кгс/см^2) и от 750 до 1050 К (от 480 до 780 °С), что может вызвать необходимость его принудительного охлаждения и снижения давления до пределов, обеспечивающих температурную работоспособность материалов, из которых изготовлен газораспределительный механизм. Для этого в схеме предусмотрен клапан-отсечка *8* редукторного типа, перекрывающий подачу рабочего тела в момент, когда давление и температура последнего приближаются к пределам оптимальных их значений.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 621.43.019.8

Оборудование для диагностирования электронных систем зажигания

Кандидаты техн. наук П.Н. КЛЮКИН И В.А. НАБОКИХ

МГТУ "МАМИ"

На большинстве современных автомобилях электронные системы зажигания уже автоматизированы и интегрированы в систему управления двигателем (АСУД). В связи с чем диагностирование и тех, и других, как правило, совмещается и выполняется с помощью того же оборудования, что и диагностирование других систем. Тем не менее сохраняется и даже развивается сугубо специализированное, предназначенное именно для диагностирования систем зажигания оборудование.

Причины очевидны: во-первых, оно дешевле, поэтому его могут приобрести практически все — вплоть до владельца одного автомобиля. Во-вторых, для его размещения не нужны производственные площади. В-третьих, им просто пользоваться. Наконец, даже углубленную проверку отдельных аппаратов выполняют с помощью многих из таких приборов и устройств (высоковольтные разрядники, пробники искры, мультиметры, измерители углов опережения зажигания, времени замкнутого состояния контактов прерывателя, высокого напряжения катушки зажигания, тестеры катушек и свечей, модулей зажигания, имитаторы сигналов датчиков, стробоскопы, тахометры, системы зажигания). Из них чаще всего используются различные мультиметры: они незаменимы при поиске неисправностей в электропроводке, проверке высоковольтных проводов, помехоподавительных резисторов, изоляции свечей зажигания, сопротивления бегунка распределителя, обмоток катушки зажигания. Для владельцев автомобилей с классической системой зажигания очень удобно и то, что в автомобильных мультиметрах, кроме вольтметра и омметра, обычно есть еще тахометр и измеритель угла замкнутого состояния контактов прерывания.

Большой популярностью пользуются также стробоскопы: с их помощью резко упрощается процесс проверки и регулирования угла опережения зажигания. В том числе и на современных двигателях. Правда, в последнем случае нужен стробоскоп с функцией регулирования задержки вспышки, так как двигатели с впрыскиванием бензина обычно не имеют отдельной метки для установки опережения зажигания.

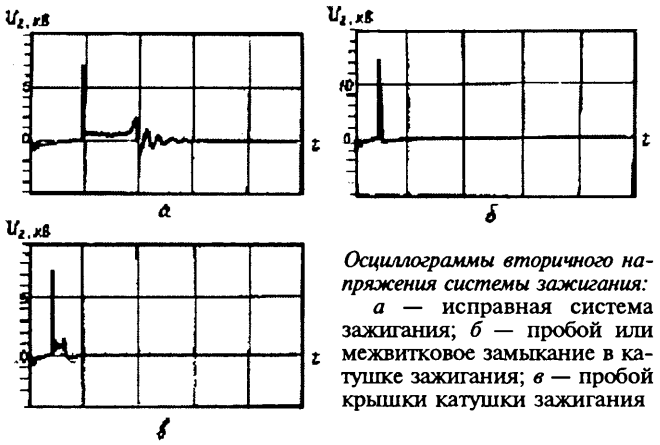
Моделей и модификаций стробоскопов, как и мультиметров сейчас в продаже много. Но наиболее удачными специалисты считают три — цифровой МТ-2, аналоговый МТ 1241Р и TAU-1000.

На автомобилях последних лет выпуска все чаще применяют сканеры — устройства, которые осуществляют обмен информацией с контроллером (электронным блоком управления): считывают данные о неисправностях (ошибках алгоритма управления, записанных в памяти контроллера отклонения сигналов различных датчиков), стирают коды ошибок после устранения неисправностей. И даже изменяют настройки контроллера, т. е. адаптируют его к конкретному автомобилю. Сканеры могут быть автономными, со своей панелью индикации, и подключаемые к персональному компьютеру. Причем самыми большими возможностями по диагностированию обладает дилерский (вариант исполнения) сканер, который рассчитан на работу с автомобилями одной фирмы. Возможности универсальных сканеров, способных работать с автомобилями разных производителей, конечно, меньше, но они дешевле, поэтому широко распространены в нефирменных СТОА.

Среди владельцев АТС бытует мнение, будто сканерами диагностируют только автомобили зарубежного производства. Однако это было в прошлом. Сейчас и для отечественных автомобилей есть удобные в пользовании и надежные автономные сканеры ДСТ-10, ASCAN-8, универсальный Х-431 и компьютерный МТ-4. Причем их список непрерывно пополняется.

Большую группу диагностического оборудования для системы зажигания составляют специализированные

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru



Осциллограммы вторичного напряжения системы зажигания: *а* — исправная система зажигания; *б* — пробой или межвитковое замыкание в катушке зажигания; *в* — пробой крышки катушки зажигания

осциллографы, мотор-тестеры и газоанализаторы отработавших газов. Первые из них предназначены для отображения осциллограммы напряжения и тока в первичной цепи, а также напряжения вторичной цепи системы зажигания. Они оснащены набором соответствующих датчиков и системой синхронизации с частотой вращения коленчатого вала двигателя по сигналу от датчика тока свечи первого цилиндра, что позволяет диагностировать не только системы зажигания, но и любые параметры других систем двигателя. При этом у них есть возможности универсального осциллографа, а следовательно, возможности проверки работы практически всех электрических цепей автомобиля. С их помощью, например, по форме сигнала с катушки зажигания (см. рисунок) можно выявить большинство неисправностей самой катушки, свечей, проводов, бегунка и т. д.

Наиболее интересный с практической точки зрения автомобильный осциллограф — диагностический двухканальный переносной цифровой осциллоскоп SAS 6000, оснащенный пятидюймовым жидкокристаллическим экраном. Он интересен, прежде всего, тем, что отображает на экране и сохраняет в памяти два сигнала — фактический (тестовый) и нормативный (эталонный), что предельно упрощает диагностирование неисправностей.

Пользуются спросом специалистов сервиса и осциллографы — компьютерные приставки для диагностирования систем зажигания. Они обычно представляют собой 8-, 16- и 32-разрядные аналого-цифровые преобразователи, передающие данные в компьютер через свои последовательные или параллельные порты. Для повышения частотного диапазона прибора некоторые из приставок имеют и собственный буфер памяти.

Второй из перечисленных выше специализированных устройств — мотор-тестер. Он способен отображать в реальном времени осциллограмму высокого напряжения системы зажигания, в том числе параметры импульсов зажигания — такие, как пробивное напряжение свечи, время и напряжение искрового разряда. Его основа — цифровой осциллограф, на экран которого выводится любая неисправность как в первичной, так и во вторичной цепи системы зажигания.

Измерительная часть мотор-тестера в основном совпадает с измерительной частью стандартного автомобильного осциллографа. Отличие состоит лишь в том, что мотор-тестер может не только отображать осциллограммы переходных процессов в контролируемых точках цепей, но и комплексно, по нескольким параметрам (динамическая компрессия, разгон, сравнительная эффективность работы цилиндров и т. д.) оценивать работу двигателя, что существенно снижает время поиска неисправностей.

В настоящее время существуют и более сложные диагностические комплекты, построенные на базе компьютера, которые по своим возможностям намного превосходят все перечисленные выше типы диагностического оборудования. Но и цены на них соответствующие. Например, отечественный КАД-300 обойдется в 136 000 руб., а импортные стенды фирм "Бош" и "Сан" — в несколько десятков тысяч долларов. Но следует иметь в виду, что даже самый простой современный мотор-тестер решает большинство задач, решаемых, скажем, тем же КАД. Для этого он оснащается хорошей справочной базой данных, которая, как правило, содержит информацию о регулировочных параметрах, расположении контрольных меток и регулировочных винтов, параметры элементов электрооборудования и характеристики датчиков, а многие из мотор-тестеров — и базу эталонных сигналов. Кроме того, в современных мотор-тестерах учтено часто встречающееся на практике обстоятельство: при считывании кодов неисправностей у оператора иногда возникает подозрение о неисправности какого-либо датчика. В связи с чем сейчас такие устройства оснащаются функцией имитации датчиков. То есть мотор-тестер отключает подозрительный датчик и формирует сигнал, соответствующий этому датчику и режиму работы двигателя.

Газоанализаторы — третий элемент группы специализированного диагностического оборудования. И здесь в настоящее время, в связи с внедрением каталитических нейтрализаторов, все изменилось радикально: традиционные двухкомпонентные газоанализаторы уходят в прошлое, а им на смену приходят четырехкомпонентные, измеряющие в отработавших газах концентрацию не только монооксида углерода и углеводородов, но и углекислого газа (двуоксида углерода), и кислорода. Причем, информацию о концентрации последнего выдают электрохимические датчики.

С помощью четырехкомпонентного газоанализатора определяют исходный состав топливовоздушной смеси для любых двигателей, в том числе оборудованных нейтрализатором. Кроме того, он выдает несколько дополнительных параметров, совокупный анализ которых позволяет глубже понять характер процессов, происходящих в двигателе, точнее "выходить" на причины его неисправностей. Локализовать неисправность он, к сожалению, не может, а лишь анализирует ее наличие. Поэтому и самые совершенные газоанализаторы рекомендуется применять совместно с мотор-тестером.

Таким образом, даже самый общий анализ диагностического оборудования и устройств для контроля электронных систем зажигания говорит о том, что оно уже вполне способно давать достоверно полную картину технического состояния аппаратов этих систем. Вместе с тем разнообразие оборудования говорит о том, что процесс его создания далек от завершения. Потому что и сами системы зажигания продолжают развиваться.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 62-218.8

Универсальный крепеж для защитных поддонов ДВС

Кандидаты техн. наук А.А. КРАСИЛЬНИКОВ, А.Д. САМОЙЛОВ, А.Г. СЕМЕНОВ и А.Д. ЭЛИЗОВ

Санкт-Петербургский ГТУ, ООО "ЭКС"

В России сейчас эксплуатируют самые разнообразные модели и модификации легковых автомобилей. Но практически ни одна из фирм-изготовителей, стремясь уменьшить официально регистрируемую снаряженную массу своей продукции, не оснащает их защитными поддонами для двигателей. То есть устройствами, крайне необходимыми в условиях наших дорог. Поэтому покупатель вынужден ставить на новый автомобиль такой поддон на предприятиях автосервиса. При этом возникает одна весьма серьезная проблема: работникам СТО приходится разрабатывать и конструкцию поддона, и способы его крепления на автомобиле.

Данная проблема для каждой новой модели или модификации со временем, конечно, решается. Более того, создаются универсальные, т. е. пригодные на многих моделях, средства крепления защитных поддонов. Причем без внесения каких-либо конструктивных изменений в сам автомобиль, с использованием штатных элементов конструкции и отверстий в них. Типичный тому пример — U-образная монтажная планка (рис. 1), в которой противолежащие плоскости пластин одинаковой длины разнесены на расстояние δ, соразмеримое с толщиной *H* одного из элементов (в данном случае силовой балки *2*) или деталей автомобиля, или суммарной толщиной этого элемента и листа поддона *4*. В одной из пластин предусмотрено резьбовое отверстие с гайкой или без нее, в которое завертывается болт, стягивающий в одно целое пластины, элемент конструкции автомобиля и защитный поддон.

Второй пример приведен на рис. 2. Это устройство несколько сложнее предыдущего. Оно состоит из двух (*1* и *5*) частей, устанавливаемых сверху и снизу на силовом элементе *3* моторного отсека, имеющем штатное отверстие *2*.

К сожалению, оба рассмотренных устройства недостаточно универсальны, так как требуют наличия определенных базовых (штатных) конструктивов, что в условиях существующего на сегодня и перспективного спектра моделей защитных поддонов не очень выгодно экономически. Кроме того, они не позволяют скомпенсировать неизбежные при изготовлении неточности центровых расстояний между отверстиями. К тому же, проблема универсальности крепления должна рассматриваться с позиций расширения применимости фиксаторов за границы области автомобильного транспорта, т. е. распространиться в машиностроении вообще.

Исходя из этих очевидных соображений авторы поставили перед собой задачу улучшить технико-эксплуатационные характеристики монтажной планки, в том числе сделать ее по-настоящему универсальной, расширить возможности регулирования величин межцентровых расстояний крепежных отверстий, обеспечить быстрые и надежные ввод планки через отверстие в недоступное с других сторон пространство, предварительную ее фиксацию с внутренней стороны и последующую фиксацию через то же отверстие.

Задачу решить удалось: разработана принципиально новая конструкция монтажной планки (рис. 3). Она состоит из двух пластин. Однако ориентированы они в разные стороны (в принципе — под любым углом, но преимущественно — под углом 180°). При этом вторая пластина сопряжена (приварена) с первой (ножкой), имеющей резьбовое отверстие, которое не перекрывается этой ножкой.

В продольном сечении планка, как видно из рисунка, имеет *h*-образную форму — с укороченным основанием. Свободные концы ее пластин, расположенные по одну сторону от места их сопряжения, т. е. концы *b* и L_2, удалены от него на расстояния, находящиеся в соотношении 1:3 в пользу второй (L_1) пластины. Место сопряжения пластин удалено (расстояния *a* и *b*) от контуров первой пластины в соотношении 5:1, т. е. $a:b = 5:1$. Вторая пластина в свободном состоянии может

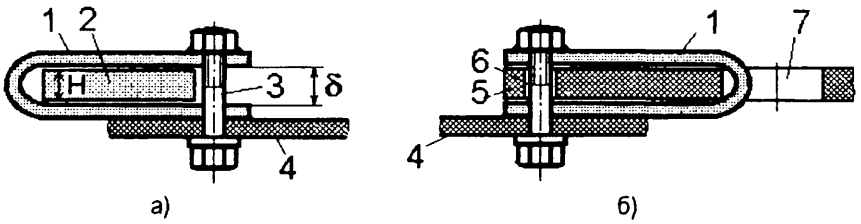


Рис. 1. Конструкция U-образной монтажной планки и схемы ее крепления на силовой балке (а) и на пластине со сквозными отверстиями (б):
1 — планка; *2* — силовая балка; *3* — болт; *4* — поддон; *5* — пластина; *6* — отверстие в пластине под болт; *7* — монтажное отверстие в пластине

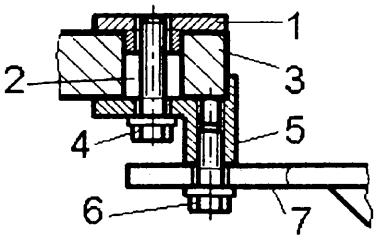


Рис. 2. Сборная монтажная планка и ее крепление в моторном отсеке:
1 и *5* — верхняя и нижняя части планки; *2* — штатное отверстие в силовом элементе; *3* — силовой элемент моторного отсека; *4* и *6* — болты; *7* — защитный поддон

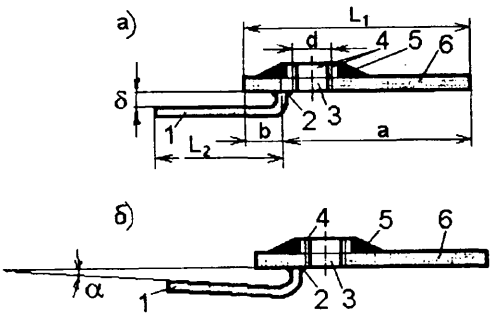


Рис. 3. Варианты исполнения новой монтажной планки (а — с прямой ножкой, б — с наклоненной ножкой):
1 — первая пластина (ножка); *2* — место ее приварки ко второй пластине; *3* — резьбовое отверстие во второй пластине; *4* — гайка; *5* — сварной шов; *6* — вторая пластина

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

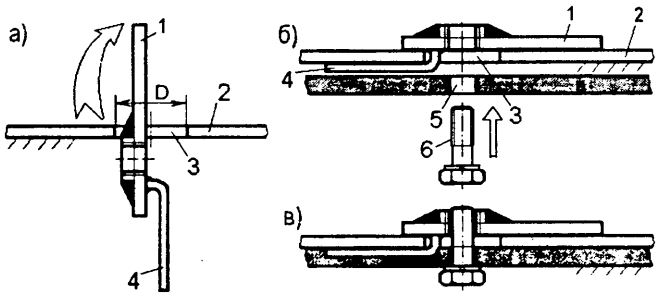


Рис. 4. Последовательность крепления защитного поддона (а — установка монтажной планки в отверстие на силовом элементе моторного отсека; б — установка поддона и ввод болта в резьбовое отверстие планки; в — сборка болтового соединения):
1 — первая пластина; *2* — элемент конструкции автомобиля; *3* — отверстие в этом элементе; *4* — вторая планка; *5* — отверстие в защитном поддоне; *6* — болт крепления поддона

быть консольно наклонена к плоскости первой пластины с возможностью упругого поворота до их параллельности при поджатии винтом; соотношение $L_1:L_2 \approx 2:1$.

Таким образом, новая монтажная планка тоже, как и U-образная, выполнена в виде двух пластин с плоскостями, разнесенными на величину δ, которая соразмерна с толщиной элемента (детали) автомобиля (например, балки или иного штатного силового элемента), к которому крепится защитный поддон. Ширина пластин выбрана из расчета возможности входа хотя бы одной их них (как правило, пластины *1*) в отверстие, наличие которого в элементе (детали) автомобиля обязательно. Длину болта с шайбой выбирают с учетом возможности поджатия им другого элемента (например, поддона для защиты двигателя и других узлов в моторном отсеке).

Первая пластина может быть усилена бонкой (стандартной гайкой), соосной резьбовому отверстию в ней. Для облегчения ввода усиленной таким образом пластины в отверстие элемента автомобиля боковые грани бонки (гайки) могут быть скошены (сточены) под соответствующим углом.

Таков базовый вариант нового устройства крепления защитных поддонов. Естественно, на практике возможны и другие варианты его исполнения (соотношения размеров пластин, их плеч и т. д.).

Теперь коротко о технологии монтажа поддона на автомобиле. Ее иллюстрирует рис. 4.

Монтажную планку берут за вторую (*4*) пластину и с поворотом заводят первой (*1*) пластиной через отверстие *3* в недоступное с других сторон пространство. Затем сдвигают устройство так, чтобы резьбовое отверстие первой пластины стало по центру отверстия в силовом элементе автомобиля. В этом положении ко второй пластине прижимают защитный поддон *4* так, чтобы его отверстие *5* совпало с резьбовым отверстием в пластине *1*. Последняя операция — завертывание болта *6*.

Как видим, технология довольно простая. Еще и потому, что благодаря соразмерности зазора δ и толщины элемента, к которому крепится поддон, планку легко зафиксировать в нужном положении, и, следовательно, нет необходимости в дальнейшем удерживать ее рукой.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.923

Суперфиниширование: баланс энергии взаимодействия инструмента и заготовки

Канд. техн. наук А.Н. ТЮРИН

Западно-Казахстанский АТУ имени Жангир хана

В процессе суперфиниширования осуществляется массовое воздействие абразивных зерен на обрабатываемую поверхность, в результате которого с нее удаляется определенный слой металла. Причем этот процесс всегда сопровождается засаливанием рабочей поверхности инструмента. С другой стороны, под действием усилий резания абразивные зерна инструмента выпадают из связки, поэтому инструмент изнашивается, а его рабочая поверхность очищается от стружки и шлама. Наконец, инструмент при работе пластически деформирует металл заготовки.

На все это, естественно, тратится энергия, баланс которой иллюстрирует рис. 1. Как из него видно, энергия, затрачиваемая на процесс суперфиниширования, расходуется на поверхности взаимодействия инструмента и заготовки. При этом одна ее часть идет на микрорезание поверхности заготовки абразивными зернами, вторая — на преодоление трения срезанной в процессе микрорезания стружки и шлама с обрабатываемой поверхности. В свою очередь, энергия микрорезания складывается из энергии образования срезов и энергии пластической деформации абразивными зернами поверхности заготовки.

На первый взгляд, полезно затрачиваемой энергией резания можно считать только энергию образования микросрезов, так как лишь она обеспечивает удаление припуска с обраба-

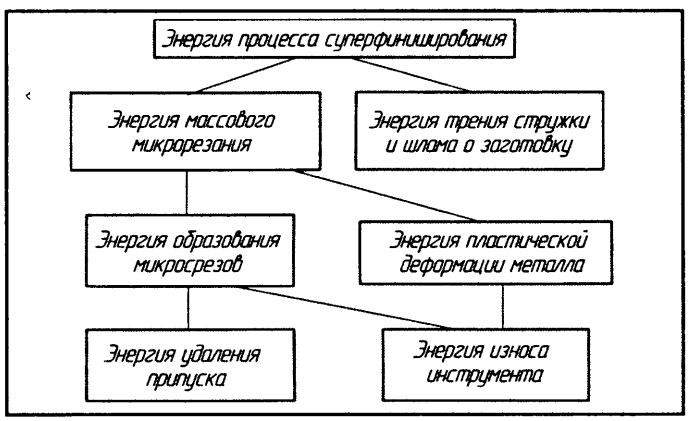


Рис. 1. Баланс энергий взаимодействия инструмента и заготовки при суперфинишировании

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

тываемой поверхности. Однако это не единственная задача суперфиниширования. Оно не только должно снять дефектный слой, образовавшийся на предварительных операциях шлифования, а и резко снизить шероховатость поверхности. Значит, и энергия трения стружки и шлама о поверхность заготовки — тоже затрачиваемая полезно. Кроме того, из практики известно, что без существенного засаливания рабочей поверхности инструмента при суперфинишировании получить низкий уровень шероховатости обработанной поверхности невозможно. И это одно из противоречий процесса суперфиниширования: чем меньше засаливание и трение между поверхностями заготовки и инструмента, тем интенсивнее идет съем припуска, но выше шероховатость обработанной поверхности. И наоборот, чем сильнее засаливается инструмент, тем меньше съем металла и ниже микронеровности поверхности.

На практике данное противоречие разрешается тем, что на первой стадии процесса обработки обеспечиваются условия для наиболее интенсивного удаления припуска, а на второй — для засаливания инструмента и, следовательно, снижения шероховатости обработанной поверхности.

Рассмотрим, учитывая сказанное выше, процесс суперфиниширования более подробно. И прежде всего — его энергетические составляющие.

Энергия U_{mm} образования микросрезов — по сути, энергия U_t удаления припуска с поверхности заготовки, т. е. $U_t = U_{mm}$. Но так как под действием сил резания идет и деформация мостиков связки инструмента, то полезная энергия U_{ib} суперфиниширования, очевидно, равна сумме энергий, затрачиваемых на микросрез (U_{mm}) и на деформацию абразивных зерен в связке инструмента (U_{pd}), т. е. $U_{ib} = U_{mm} + U_{pd}$.

Таким образом, энергия удаления припуска с поверхности заготовки и энергия деформации абразивных зерен в связке рабочей поверхности абразивного инструмента отличаются между собой только величиной энергии, затрачиваемой на пластическую деформацию обрабатываемого материала. Следовательно, они связаны между собой зависимостью $U_t = K_u U_{ib}$, где K_u — коэффициент пропорциональности, учитывающий пластическое оттеснение металла по краям царапин от абразивных зерен.

Это очень важное соотношение: оно позволяет определить основные параметры процесса суперфиниширования, причем с учетом фактических условий его реализации.

При моделировании процесса суперфиниширования не менее важно, кроме того, найти общую энергию срезов, которую затрачивают абразивные зерна за один ход инструмента, и связать ее с основными показателями процесса — съемом металла и шероховатостью получаемой поверхности. Причем данную задачу, очевидно, сначала следует решать в общем виде, а затем находить ее частные решения.

Рассмотрим, как это делается.

Для чего принимается, что критическая энергия U_{sk} деформации абразивного зерна, при которой связка разрушается, зависит (рис. 2) от расстояния h_z между вершиной зерна и уровнем связки и характеризуется коэффициентом k_{sk} разновысотности абразивных зерен. Затем определяется энергия U_{sk} деформации абразивных зерен в связке рабочей поверхности абразивного инструмента в процессе суперфиниширования, которая приравнивается к энергии резания абразивного зерна, и находится критическая глубина a_k резания.

Как видно из рисунка, вершина абразивного зерна *1* врезается в обрабатываемую поверхность *2* на глубину a_{zk}. При этом ее абсцисса относительно плоскости симметрии обрабатываемой поверхности *3* равна Z, а расстояние от уровня связки до обрабатываемой поверхности — h_b.

Критическую силу удержания зерна связкой дает формула № 1 (см. таблицу), а силу резания единичным зерном — формула № 2. Приравнивая, в соответствии с приведенным выше условием, их правые части, выводят формулу № 3, а из нее, считая, что для получения минимального значения критической глубины a_k резания нужно брать наименьшее значение k_{sp}, равное 0,081, а $\mu = f$, — формулу № 4 для вычисления a_k.

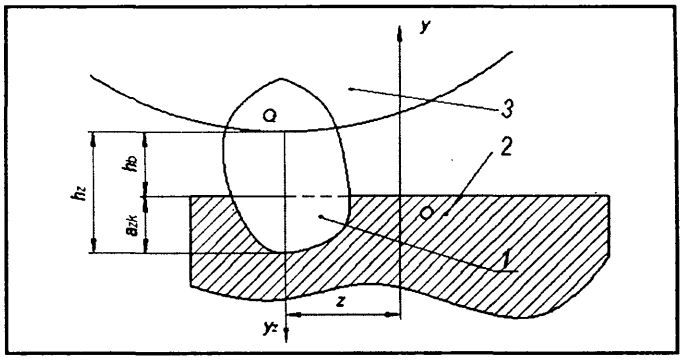


Рис. 2. Схема расчета баланса энергии резания заготовки и энергии критической деформации зерна инструмента:
1 — режущее зерно абразивного инструмента; *2* — обрабатываемая заготовка; *3* — абразивный инструмент

Как видим, данная расчетная зависимость далеко не так просто определяет критическую глубину резания, как ранее рассмотренные зависимости. Она показывает, что критическая глубина a_k резания, при которой зерна выпадают из связки, очень сложно зависит и от свойств абразивного инструмента (его зернистости d_o, прочности σ_{sr} связки, структуры и твердости инструмента, определяемых коэффициентом k_{st}, расстояния k_{sp} зерна от уровня связки), а также параметров срезов и условий обработки, в том числе напряжения τ_s среза, усадки ξ стружки и коэффициента f трения зерна по обрабатываемой поверхности.

Далее вычисляют элементарное значение dU_s критической энергии деформации зерен, находящихся в слое dh элементарной площадки $dS = B/dh$ рабочей поверхности инструмента.

Так как число z_s зерен, находящихся над связкой инструмента на данной поверхности, соответствует формуле № 5, а вероятность того, что эти зерна окажутся в элементарном слое dh инструмента, равна $f(h)dh$, то элементарную энергию деформации этих зерен в связке инструмента дает формула № 6.

Интегрируя эту формулу по переменной h, определяют (формула № 7) суммарную критическую энергию U_{sz} деформации всех абразивных зерен, находящихся на элементарной рабочей поверхности инструмента Bdz под углом γ_z, подсчитываемым по формуле № 8, к плоскости симметрии инструмента выше уровня $h_m \leqslant a_{zm} - a_k$, на котором связка нарушается. Или, после подстановки в формулу № 7 значения z_o и $f(h)$ (формула № 9), — формулу № 10.

Полная же критическая энергия деформации всех абразивных зерен, участвующих в резании и делающих неполные срезы, за один ход инструмента определяется интегрированием формулы № 10 вдоль оси заготовки по переменной z. Итог — формула № 11.

В данной формуле величиной, стоящей в квадратных скобках, можно, ввиду ее малости, пренебречь. Тогда окончательной становится формула № 12.

Остальные зерна, участвующие в резании, будут делать полные срезы. Поэтому можно определить, по аналогии с формулой № 10, часть энергии резания, которую затратят все участвующие в резании абразивные зерна за один ход инструмента. Это — формула № 13. Ее подинтегральное выражение можно, как и в формуле № 10, привести к безразмерному виду (формула № 14).

Полная энергия срезов, сделанных абразивными зернами за один ход инструмента, вычисляется по формуле № 15.

Приведенные выше зависимости отражают сложную и противоречивую связь энергии резания абразивным инструментом с условиями обработки. Эта связь особенно остро проявляется, когда поры рабочей поверхности абразивного инструмента заполняются стружкой, срезаемой в процессе обработки. Что, с одной стороны, приводит к увеличению энергии резания, а с другой — к ее уменьшению. То есть результирующее значение энергии резания зависит от совокупного действия всех факторов.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F_c = \sigma_{sr} d_o^2 k_{st} k_{sp}$	σ_{sr} — прочности связки; d_o — зернистость абразивного инструмента; k_{st} — коэффициент, характеризующий структуру и твердость инструмента; k_{sp} — коэффициент, характеризующий расстояние зерна от уровня связки
2	$F_p = 34\tau_s a^2[1 + 1{,}5f(1 + \xi)]$	τ_s — напряжение среза; a — глубина врезания зерна в обрабатываемую поверхность; f — коэффициент трения зерна по обрабатываемой поверхности; ξ — коэффициент усадки стружки
3	$a^2 = \dfrac{\sigma_{sr} d_o k_{st} k_{sp}}{34\tau_s[1 + 1{,}5f(1 + \xi)]}$	$в_ш$ — зернистость инструмента; σ_{sr} — прочность связки; k_{st} — коэффициент структуры и твердости инструмента; k_{sp} — расстояние зерна от уровня связки
4	$a_к = 0{,}155 d_o \sqrt{\dfrac{\sigma_{sr} k_{st} k_{sp}}{\tau_s[1 + 1{,}5f(1 + \xi)]}}$	—
5	$z_s = z_o B dZ = z_o dS$	z_o — число выступающих над связкой зерен на единицу l рабочей поверхности инструмента; B — высота абразивного бруска; dS — элементарная площадка рабочей поверхности инструмента
6	$dU_s = \dfrac{\sigma_{sp}^2 d_o^3}{E_s} z_o k_{sk} B f(h) k_{st} dh dz$	dz — элементарная ширина полоски контакта рабочей поверхности инструмента с обрабатываемой поверхностью; $f(h)$ — плотность вероятностей распределения абразивных зерен над связкой инструмента; h — расстояние от вершины зерна до среднего уровня связки инструмента; E_s— модуль упругости связки
7	$U_{sz} = \dfrac{\sigma_{sp}^2 d_o^3}{E_s} z_o B k_{st} dz \int\limits_0^{a_{zm} - a_k} f(h) k_{sk} dh$	a_{zm} — максимальная кинематическая глубина внедрения зерна в обрабатываемую поверхность, определяемая кинематикой процесса
8	$\gamma_z = \dfrac{2z\gamma_{вм}}{L}$	z — абсцисса вершины зерна относительно плоскости симметрии обрабатываемой поверхности заготовки; $\gamma_{вм}$ — текущий угол поворота плоскости симметрии бруска; L — длина обрабатываемой поверхности
9	$Z_o = \dfrac{K_z}{d_o^3}; \quad f(h) = C\dfrac{ch^{c-1}}{d_o^2}$	K_z — коэффициент структуры инструмента; C и c — соответственно коэффициент и показатель степени функции распределения абразивных зерен над связкой инструмента ($C = 0{,}45$; $c = 2{,}1$)
10	$U_{sz} = \dfrac{1{,}32\sigma_{sr}^2}{E_s d_o} B k_{st} dz \int\limits_0^{a_{zm} - a_k} h\left(0{,}28 + 1{,}3\left(\dfrac{h}{d_o^2}\right)^2\right) dh = \dfrac{0{,}185\sigma_{sr}^2}{E_s d_o} \sqrt[3]{v_z^2} B k_{st} dz (a_{zm} - a_k)^2 \left[1 + 2{,}32\dfrac{(a_{zm} - a_k)^2}{d_o^2}\right]$	a_k — критическая глубина резания
11	$U_s = \dfrac{0{,}185\sigma_{sr}^2}{E_s d_o} \sqrt[3]{v_z^2} B k_{st} L (a_{zm} - a_k)^2 \left[1 + 2{,}32\dfrac{(a_{zm} - a_k)^2}{d_o^2}\right]$	—
12	$U_s = \dfrac{0{,}185\sigma_{sr}^2}{E_s d_o} \sqrt[3]{v_z^2} B k_{st} L (a_{zm} - a_k)^2$	—
13	$U_{tr} = z_o B \int\limits_{-0{,}5L}^{0{,}5L} \int\limits_{a_{zm} - a_k}^{a_{zm}} A_{zp} f(h) dz dh = \dfrac{34\tau_s[1 + 1{,}5f(1 + \xi)]}{2\pi n_b} \times z_o B \sqrt{v_d^2 + v_{bo}^2} \int\limits_{-0{,}5L}^{0{,}5L} J_{zp}(z) dz \int\limits_{a_{zm} - a_k}^{a_{zm}} (a_{zm} - h)^2 f(h) dh$	v_d — окружная скорость вращения заготовки; v_{bo} — скорость перемещения бруска в центре профиля обрабатываемой поверхности; $J_{zp}(z)$ — энергия полного среза, затраченная единичным зерном, внедряющимся в обрабатываемую поверхность на максимальную глубину $a_z = a_{zm} - h$
14	$U_{тр} = \dfrac{17\tau_s[1 + 1{,}5f(1 + \xi)]}{2\pi n_b} z_o B \sqrt{v_d^2 + v_{bo}^2} L J_{Up}$	—
15	$U_t = U_s + U_{tp}$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.11.012.814

Рассчетное исследование поперечных колебаний автомобиля

Н.В. СЕМЕНОВ, кандидаты техн. наук В.Е. РОЛЛЕ, А.Г. СЕМЕНОВ

Санкт-Петербургский ГПУ

Как правило, поперечные колебания автомобиля оценивают экспериментально, хотя, конечно, если это делать расчетом, т. е. на стадии проектирования, то затраты времени, средств и труда снизились бы многократно. И авторы статьи попытались решить данную проблему, разработав методику, позволяющую определять угол поперечного крена автомобиля при воздействии на него особенностей дороги, изменении радиуса поворота и вообще направления движения. То есть тех факторов, которые и являются причиной поперечных колебаний АТС.

Расчетная (структурная) схема, позволяющая определить параметры небольших вынужденных поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля, показана на рис. 1.

Уравнение динамического равновесия подрессоренной массы АТС в вертикальной плоскости, если его записать в приращениях при условии, что $\sum_{i=1}^{n} P_{i\text{ст}} = 0$, имеет вид формулы № 1 (таблица), а уравнение моментов сил, действующих на эту массу в поперечной плоскости относительно центра крена, — формулы № 2, уравнение динамического равновесия неподрессоренной массы моста в вертикальной плоскости для зависимой подвески — формулы № 3, уравнение моментов сил, действующих на балку моста в поперечной плоскости, — формулы № 4, а уравнения динамического равновесия неподрессоренных масс, приведенных к колесам, для независимой подвески, — формулы № 5.

Все, как видим, по отношению к принятой схеме весьма логично и основывается на общих закономерностях теории. Однако важно другое: анализ малых колебаний позволяет, причем, вполне законно, задавать и линейные характеристики упругих R_i и демпфирующих P_i сил (формулы № 6). При этом значения упругих сил шин дают формулы № 7, а демпфирующих сил — формулы № 8.

В данных формулах, как видим, много неизвестных. Однако в каждом конкретном случае их можно определить. Например, для легкового автомобиля с независимой подвеской передних и задних колес есть все основания допустить, что колея тех и других колес одинаковая ($B_i = B = \text{const}$); усилие $P_{i_{\text{ст}}}$ от стабилизатора — задать через его угловую жесткость $C_{i_{\text{ст}}}$, приведенную к оси колеса, и определить его по известной формуле № 9, а вертикальные колебания подрессоренной массы — не учитывать. И если, далее, ввести обозначения: $\frac{B^2}{2J_X}\sum_{i=1}^{2}(k_i) = a_1$, $\frac{B^2\sum_{i=1}^{2}(C_i) + 4\sum_{i=1}^{2}(C_{i_{\text{ст}}})}{2J_X} = a_2$ и $\frac{B}{2J_X} = b$, $\Delta\lambda_i = \lambda_{i_{\text{л}}} - \lambda_{i_{\text{п}}}$, $\Delta\dot{\lambda}_i = \dot{\lambda}_{i_{\text{л}}} - \dot{\lambda}_{i_{\text{п}}}$, то формула № 2 преобразуется в удобную для обработки на ЭВМ в формулу № 10. Или в оперативной форме — формулу № 11.

Теперь по тому же принципу раскроем уравнения (формула № 3) для колебаний неподрессоренных масс. Для чего введем, как и в предыдущем случае, обозначения: $\frac{k_i + k_{\text{ш}}}{m_i} = d_{1_i}$, $\frac{C_i + C_{\text{ш}}}{m_i} = d_{2_i}$, $\frac{k_i}{m_i} = e_{1_i}$, $\frac{C_i}{m_i} = e_{2_i}$, $\frac{Bk_i}{2m_i} = g_{1_i}$, $\frac{BC_i + 4C_{i_{\text{ст}}}}{2m_i} = g_{2_i}$, $\frac{k_{\text{ш}}}{m_i} = n_{1_i}$, $\frac{C_{\text{ш}}}{m_i} = n_{2_i}$ и получим формулу № 12. Или в оперативной форме — формулы № 13. Разность $\Delta\lambda_i$ перемещений осей колес левой и правой сторон в оперативной форме дает формула № 14. Подставив формулу для $\Delta\lambda_i$ в формулу № 11, получаем формулу № 15. Применив ее при определении угла крена автомобиля в процессе поворота на относительно ровной дороге, где можно принять $\Delta y_i = y_{i_{\text{л}}} - y_{i_{\text{п}}} \approx 0$, получаем формулу № 16.

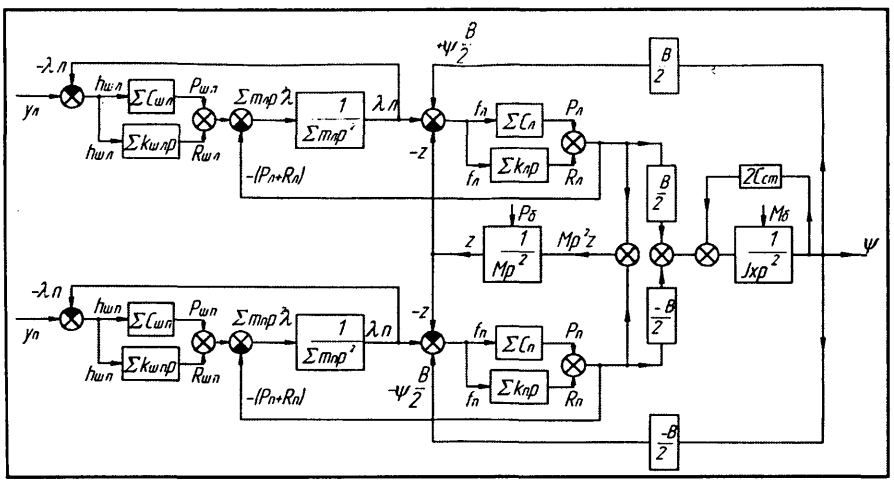
При движении АТС по прямой сила $P_{\text{б}}$, очевидно, равна нулю. Но при любом изменении направления на АТС эта сила будет действовать, причем в общем случае она будет переменной по величине. Это хорошо видно из рис. 2, на котором схематично изображен процесс обгона автомобиля *A* автомобилем *B*.

На участке *1—2* водитель автомобиля *B* задает радиус поворота от ∞ до $R_{\min}$. При этом появляется центробежное ускорение $j_{\text{б}}$ и центробежная (боковая) сила $P_{\text{б}}$. На участке *2—3* он снова выходит на прямую. Центробежное ускорение и боковая сила постепенно уменьшаются до нуля. На участке *4—6* снова возникает боковая сила, но уже с обратным направлением. При сближении точек *3* и *4* изменение ускорения и боковой силы будут происходить по зависимости, близкой к $j_{\text{б}} = a_0\sin(\omega t)$, где a_0 — амплитуда центробежного ускорения; ω — частота внешнего воздействия. Причем в этом случае амплитуда угловых колебаний будет зависеть от соотношения частот собственных и вынужденных колебаний и от относительного затухания, т. е. от сопротивления амортизаторов.

Все эти ситуации легко просчитать.

Так, боковую силу на повороте дает известная из школьного курса формула $P_{\text{б}} = Mj_{\text{б}}$.

Рассматриваемый в данном примере случай — по существу, движение "змейкой". Амплитудно-частотную характеристику будем определять, задавая $j_{\text{б}} = a_0\sin(\omega t)$, где ω — частота



◄ *Рис. 1. Структурная схема для определения поперечного угла крена автомобиля*

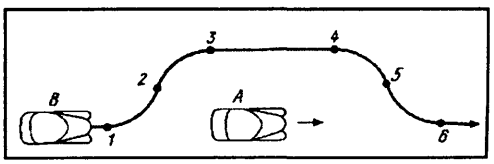


Рис. 2. Схема движения автомобиля на обгоне

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M\ddot{z} - \sum_{i=1}^{n}(P_{i_{лв}} + P_{i_{пр}}) - \sum_{i=1}^{n}(R_{i_{лв}} + R_{i_{пр}}) = 0$	M — подрессоренная масса АТС; $\ddot{z}$ — вертикальные перемещения этой массы; n — число осей АТС; $P_{i_{лв}}$, $P_{i_{пр}}$ — упругая сила подвески левой и правой сторон i-й оси; $R_{i_{лв}}$, $R_{i_{пр}}$ — упругая сила подвески левой и правой сторон i-й оси
2	$J_X\ddot{\psi} - \sum_{i=1}^{n}\left[(P_{i_{лв}} - P_{i_{пр}})\frac{B_i}{2}\right] - \sum_{i=1}^{n}\left[(R_{i_{лв}} - R_{i_{пр}})\frac{B_i}{2}\right] + + \sum_{i=1}^{n}(P_{i_{ст}}B_i) - P_б h_к = 0$	J_X — момент инерции подрессоренной массы относительно центра крена АТС; B_i — колея i-й оси; $P_б$ — боковая центробежная сила при движении на повороте; $h_к$ — плечо крена АТС
3	$m_i\ddot{\lambda} + (P_{i_{лв}} + P_{i_{пр}}) + (R_{i_{лв}} + R_{i_{пр}}) - (P_{i_{ш\,лв}} + P_{i_{ш\,пр}}) - (R_{i_{ш\,лв}} + R_{i_{ш\,пр}}) = 0$	$P_{i_{ш\,лв}}$, $P_{i_{ш\,пр}}$ — упругие силы шин колес левой и правой сторон i-й оси; $R_{i_{ш\,лв}}$, $R_{i_{ш\,пр}}$ — демпфирующие силы левой и правой сторон
4	$J_{i_м}\ddot{\psi}_{i_м} + (P_{i_{лв}} - P_{i_{пр}})\frac{B_i}{2} + (R_{i_{лв}} - R_{i_{пр}})\frac{B_i}{2} - (P_{i_{ш\,лв}} - P_{i_{ш\,пр}})\frac{B_i}{2} - - (R_{i_{ш\,лв}} - R_{i_{ш\,пр}})\frac{B_i}{2} + P_{i_{ст}}B_i = 0$	$J_{i_м}$ — момент инерции i-го моста (для независимой подвески); ψ — угол наклона подрессоренной массы в поперечной плоскости; $P_{i_{ст}}$ — сила сопротивления стабилизатора, приведенная к колесам i-й оси АТС
5	$m_{i_{лв}}\ddot{\lambda}_{i_{лв}} + P_{i_{лв}} + R_{i_{лв}} - P_{i_{ш\,лв}} - R_{i_{ш\,лв}} - P_{i_{ст}} = 0$ $m_{i_{пр}}\ddot{\lambda}_{i_{пр}} + P_{i_{пр}} + R_{i_{пр}} - P_{i_{ш\,пр}} - R_{i_{ш\,пр}} + P_{i_{ст}} = 0$	—
6	$P_{i_{лв}} = C_i f_{i_{лв}} = C_i(-z - \psi\frac{B_i}{2} + \lambda_{i_{лв}})$; $P_{i_{пр}} = C_i f_{i_{пр}} = C_i(-z + \psi\frac{B_i}{2} + \lambda_{i_{пр}})$; $R_{i_{лв}} = k_i\dot{f}_{i_{лв}} = k_i(-\dot{z} - \dot{\psi}\frac{B_i}{2} + \dot{\lambda}_{i_{лв}})$; $R_{i_{пр}} = k_i\dot{f}_{i_{пр}} = k_i(-\dot{z} + \dot{\psi}\frac{B_i}{2} + \dot{\lambda}_{i_{пр}})$	C_i — жесткость подвески i-й оси; f_i — вертикальное перемещение колеса относительно кузова; k_i — коэффициент сопротивления амортизаторов подвески i-й оси; λ_i — вертикальное перемещение колеса на стороне i-й оси
7	$P_{i_{ш\,лв}} = C_{i_ш}h_{i_{лв}} = C_{i_ш}(-\lambda_{i_{лв}} + y_{i_{лв}})$; $P_{i_{ш\,пр}} = C_{i_ш}h_{i_{пр}} = C_{i_ш}(-\lambda_{i_{пр}} + y_{i_{пр}})$	$C_{i_ш}$ — жесткость шины i-й оси; h_i — деформация шин колес i-й оси; y_i — изменение высоты неровностей под колесом
8	$R_{i_{ш\,лв}} = k_{i_ш}\dot{h}_{i_{лв}} = k_{i_ш}(-\dot{\lambda}_{i_{лв}} + \dot{y}_{i_{лв}})$; $R_{i_{ш\,пр}} = k_{i_ш}\dot{h}_{i_{пр}} = k_{i_ш}(-\dot{\lambda}_{i_{пр}} + \dot{y}_{i_{пр}})$;	—
9	$P_{i_{ст}} = \frac{\psi 2 C_{i_{ст}}}{B}$	—
10	$\ddot{\psi} + a_1\dot{\psi} + a_2\psi = b\sum_{i=1}^{2}(k_i\Delta\dot{\lambda}_i) + b\sum_{i=1}^{2}(C_i\Delta\lambda_i) + \frac{h_к}{J_X}P_б$	—
11	$(p^2 + a_1p + a_2)\psi = b\left(\sum_{i=1}^{2}k_ip + \sum_{i=1}^{2}C_i\right)\Delta\lambda_i + \frac{h_к}{J_X}P_б$	—
12	$\ddot{\lambda}_{i_{лв}} + d_{1_i}\dot{\lambda}_{i_{лв}} + d_{2_i}\lambda_{i_{лв}} = e_{1_i}\dot{z} + e_{2_i}z + g_{1_i}\dot{\psi} + g_{2_i}\psi + n_{1_i}\dot{y}_{i_{лв}} + n_{2_i}y_{i_{лв}}$ $\ddot{\lambda}_{i_{лв}} + d_{1_i} + d_2\lambda_{i_{лв}} = e_{1_i}\dot{z} + e_{2_i}z - g_{1_i}\dot{\psi} - g_{2_i}\psi + n_{1_i}\dot{y}_{i_{лв}} + n_2 y_{i_{лв}}$	—
13	$(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})\lambda_{i_{лв}} = (e_{1_i}p + e_{2_i})z + (g_{1_i}p + g_{2_i})\psi + (n_{1_i}p + n_{2_i})y_{i_{лв}}$ $\lambda_{i_{лв}} = \frac{z(e_{1_i}p + e_{2_i}) + \psi(g_{1_i}p + g_{2_i}) + y_{i_{лв}}(n_{1_i}p + n_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}$ $\lambda_{i_{пр}} = \frac{z(e_{1_i}p + e_{2_i}) - \psi(g_{1_i}p + g_{2_i}) + y_{i_{пр}}(n_{1_i}p + n_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
14	$\Delta\lambda_i = \lambda_{i_{лв}} - \lambda_{i_{пр}} = \dfrac{2\psi(g_{1_i}p + g_{2_i}) + (y_{i_л} - y_{i_п})(n_{1_i}p + n_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})} = \dfrac{2\psi(g_{1_i}p + g_{2_i}) + \Delta y_i(n_{1_i}p + n_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}$	—
15	$\psi(p^2 + a_1p + a_2) = \sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{2\psi b(k_ip + C_i)(g_{1_i}p + g_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}\right] + \sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{\Delta y_i b(k_ip + C_i)(n_{1_i}p + n_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}\right] + \dfrac{h_к P_б}{J_X}$	—
16	$\psi\left\{(p^2 + a_1p + a_2) - 2b\sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{(k_ip + C_i)(g_{1_i}p + g_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}\right]\right\} = \dfrac{h_к P_б}{J_X}$	—
17	$j_б = \dfrac{v^2}{3{,}6^2 R} = \omega^2 R$	v — скорость автомобиля; R — радиус поворота
18	$P_б = Mj_б = M\omega^2 R$	—
19	$T_к = P_б h_к = M\omega^2 R h_к$	—
20	$\psi\left\{(p^2 + a_1p + a_2) - 2b\sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{(k_ip + C_i)(g_{1_i}p + g_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}\right]\right\} = \dfrac{MRh_к\omega^2}{J_X}$	—
21	$W(p) = \dfrac{\psi(p)}{R(p)} = \dfrac{r\omega^2}{(p^2 + a_1p + a_2) - 2b\sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{(k_ip + C_i)(g_{1_i}p + g_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}\right]}$	—
22	$\left\{(p^2 + a_1p + a_2) - 2b\psi\sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{(k_ip + C_i)(g_{1_i}p + g_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}\cdot p + d_{2_i})}\right]\right\} = b\sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{\Delta y(k_ip + C_i)(n_{1_i}p + n_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}\right]$	
23	$W(p) = \dfrac{b\sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{(K_ip + C_i)(n_{1_i}p + n_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i}p)}\right]}{A(p^2 a_1p + a_2) - 2b\sum_{i=1}^{2}\left[\dfrac{(K_ip + C_i)(g_{1_i}p + g_{2_i})}{(p^2 + d_{1_i}p + d_{2_i})}\right]}$	—

внешнего воздействия и она равна $\frac{2\pi}{T}\frac{v}{R}$. Ускорение автомобиля на повороте дает формула № 17, центробежную силу — формула № 18, а момент $T_к$ относительно оси крена — формула № 19. Тогда формула № 16 приобретает вид формулы № 20. Или, если обозначить $\frac{Mh_к}{J_X} = r$, — вид формулы 21, которая представляет собой передаточную функцию $W(p)$ системы.

При прямолинейном движении АТС по неровной дороге $P_б = 0$. В связи с этим правая часть формулы № 16 становится равной 0. И если допустить, что изменение высот неровностей под колесами передней и задней осей одинаково, т. е. $\Delta y_i = \Delta y = \text{const}$, можно записать формулу № 22, а передаточную функцию для определения дорожного воздействия — в виде формулы № 23.

Таким образом, передаточные функции системы подрессоривания при воздействии на нее боковой силы (формула № 21), а также дорожных неровностей (формула № 23) определены.

Но авторы понимают: задача решена чисто теоретически. Для оценки прикладной ценности данного решения нужны дополнительные исследования, а именно: экспериментальное определение угла поперечного крена АТС и сравнение их результатов с результатами расчетов. Но сказанное выше, повторяем, попытка заменить дорогостоящие эксперименты расчетами. Удачна ли она — покажет опыт.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621.643.52

Измерительный комплекс для исследования работы пожарно-технического оборудования при подаче температурно-активированной воды

С.П. ХРАМЦОВ

Академия ГПС МЧС РФ

К началу 1980-х годов по объемам производства пожарных автомобилей наша страна вышла на одно из первых мест в мире. Однако с распадом СССР эти объемы заметно уменьшились. Тем не менее производство удалось сохранить, и сейчас в России выпускается достаточно широкий спектр технических средств борьбы с пожарами — пожарные автомобили основного и специального назначения, высотные спасательные средства, машины на гусеничных шасси, огнетушители и другая пожарная техника и пожарно-техническое вооружение. Причем лидером по числу созданных моделей остается торжокское ОАО "Пожтехника": на его долю приходится свыше 60 освоенных в производстве моделей и модификаций пожарных автомобилей — как основных, так и специальных.

Но все это, так сказать, автомобили традиционных принципов работы и исполнения. Однако сейчас резко возросли требования к пожарной охране, особое значение приобретают вопросы научной проработки проектов создания новых средств пожаротушения.

Эти требования уже начинают выполняться. Примером пожарного автомобиля нового поколения является разработанный учеными академии ГПС и специалистами ООО "Аква-ПиРо-Альянс" АПМ 3-1/16-50(43118) (рис. 1), основное достоинство которого — тушение пожаров принципиально новым веществом — температурно-активированной, т. е. нагретой до 433—513 К (160—240 °С) в условиях повышенного до 1—4 МПа, или 10—40 кгс/см^2, давления водой.

Однако всякое новое решает не только назревшие проблемы, но и порождает новые. В частности, температурно-активированная вода создала проблему ее доставки к месту назначения с помощью технических средств (рукавов, разветвлений, переходных соединительных головок и стволов). Никто, например, не знал, каковы будут коэффициент гидравлического сопротивления и потеря напора в пожарно-техническом оборудовании при подаче такой воды. А без этого, естественно, проектировать соответствующее пожарное АТС бессмысленно. В результате было принято решение о создании измерительного комплекса, который способен фиксировать необходимые для расчетов параметры и процессы, протекающие при движении температурно-активированной воды по пожарно-техническому оборудованию.

Техническое задание на него разработал автор данной статьи, а его реализацией занималось ЗАО "НПЦ "Навигатор". И, надо сказать, что с задачей оно справилось успешно.

Рассматриваемый измерительный комплекс состоит из рукавных вставок, на которые установлены датчики избыточного давления и термопреобразователи (рис. 2); рукавной вставки с расходомером воды (рис. 3); измерителя, куда стекаются сигналы с датчиков и расходомера; компьютера, обрабатывающего процесс эксперимента. При этом датчики давления типа МС 20 устанавливаются через разделительную мембрану и соединительный рукав, в котором находится незамерзающая жидкость. Этот способ позволяет измерять избыточное давление воды температурой до 523 К (250 °С). Термопреобразователь (ТС194.01-Pt100) располагается на рукавной вставке и измеряет температуру воды непосредственно в потоке.

На рукавной вставке предусмотрен также штуцер для подсоединения дифференциального датчика давления (АИР-20), с помощью которого можно определять разность давлений в пожарно-техническом оборудовании.

Для измерения расхода воды предусмотрена рукавная вставка с установленным на ней турбинным расходомером типа ТПР-14, который способен измерять расход воды в диапазоне от 0,4 до 4 л/с.

Сигналы с датчиков давления, термопреобразователей и расходомера поступают на 10-канальный измеритель ИТ 2518Р1, который имеет архивную память и аналоговый выход на ЭВМ.

Для визуального наблюдения, сохранения результатов экспериментов разработана программа "Измерительный комплекс Версия 1.0". С ее помощью можно отследить неисправности в работе комплекса, настроить интервал сохранения данных.

Созданный комплекс позволяет получить ответы на ряд чисто практических вопросов. И первый из них: на какое расстояние можно подать воду температурой от 423 до 503 К (от 160 до 240 °С) и давлением от 1 до 4,0 МПа (от 10 до 40 кгс/см^2? Причем исключив вероятность вскипания воды.

Теоретически все понятно: нужно, чтобы давление и температура воды были ниже линии насыщения (рис. 4). И ис-

Рис. 1. Многоцелевой пожарный автомобиль АПМ-3-1/16-50 (43118)

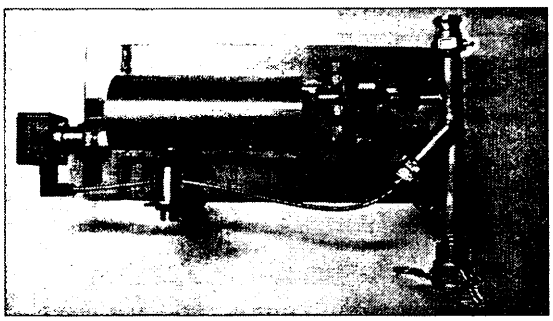


Рис. 2. Рукавная вставка с датчиком избыточного давления и термопреобразователем

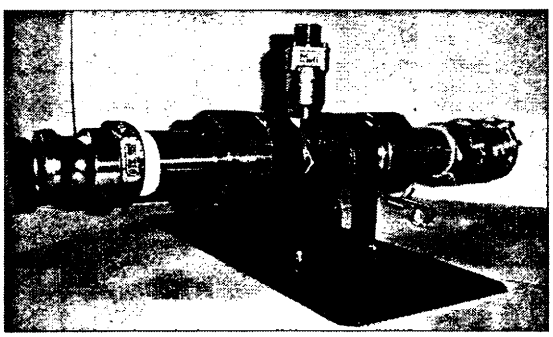


Рис. 3. Рукавная вставка с расходомером

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

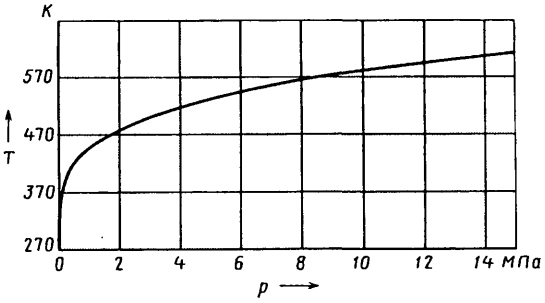


Рис. 4. Зависимость температуры насыщения воды от давления

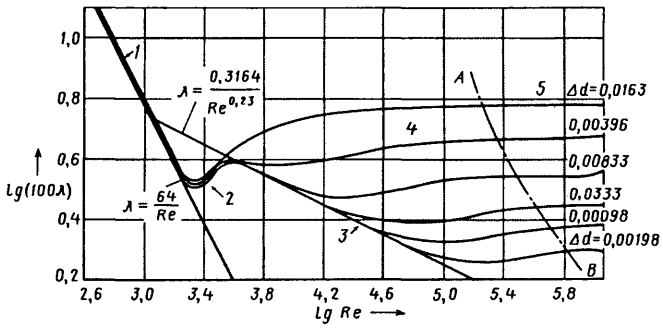


Рис. 5. Зависимость $\lg(100/\lambda) = f(\lg Re)$ *для труб с равномерной шероховатостью*

следования, проведенные с помощью рассматриваемого комплекса, показали: работоспособность стволов гарантируется, если вода в конце рукавной линии имеет температуру не менее 423 К (160 °С), а давление — не менее 1 МПа (10 кгс/см^2).

Второй вопрос: Каково значение коэффициента λ линейного гидравлического сопротивления воды, имеющей сверхкритические параметры? На него, в принципе, можно ответить, используя известные методы. Однако, они, к сожалению, слишком сложны для инженерных расчетов. Тем не менее, их применяют. При этом считается, что методы, используемые для воды температурой не более 373 К (100 °С) при условии отсутствия местного кипения, приемлемы и для воды, нагретой до 623 К (350 °С).

Наиболее полные исследования, основанные на данном допущении, выполнены И.И. Никурадзе, который по результатам опытов на трубах с различной шероховатостью внутренних поверхностей строил зависимости $\lg(100\lambda) = f(\lg Re)$.

Анализ этих зависимостей (рис. 5) позволяет выделить на них пять (*1—5*) областей, каждая из которых характеризуется своими закономерностями. Причем область *5* турбулентного (Re > 4000) движения характерна именно для нашего случая. Рассмотрим ее.

Чтобы рассчитать коэффициент λ, нужно знать число Рейнольдса. Его дает формула № 1 (табл. 1), а входящую в нее среднюю скорость v движения воды — формула № 2. Тогда для вычисления коэффициента λ можно воспользоваться хорошо известной из гидродинамики формулой № 3, пригодной для всей области турбулентного течения, а знание же коэффициента λ дает возможность вычислить теоретически возможные потери h напора по формуле Дарси-Вейсбаха (формула № 4). Комплекс же дает возможность определить, измеряя давление и температуру при входе и на выходе из рукава, а затем вычислить по формуле № 5 фактические потери. Следовательно, выявить, насколько опытные значения потерь напора отличаются от теоретических, что весьма важно для расчета насосно-рукавных систем при работе пожарных.

Третий вопрос. Как влияет кривизна рукавов на гидравлическое их сопротивление в случае подачи температурно-активированной воды? И здесь без рассматриваемого комплекса тоже не обойтись. Дело в том, что существующие методы определения коэффициента местного гидравлического сопротивления пригодны только для воды, нагретой до температуры не более 373 К (100 °С). Хотя, повторим, считается, что при отсутствии местного кипения их можно применять и для воды, нагретой до 623 К (350 °С). То есть определять коэффициент ξ и потери напора $h_м$ в местных гидравлических сопротивлениях по формулам Дарси-Вейсбаха (формулы № 6 и 7).

На основании расчетов по этим формулам составлены многочисленные таблицы для различного рода сопротивлений. Ими обычно и пользуются. Однако чаще всего применяют табл. 2, в которой приведены значения ξ для θ = 90°. Но если хотят определить этот коэффициент для других значений θ, то ξ умножают на отношение θ/90.

Четвертый вопрос. Какова зависимость гидравлических сопротивлений в разветвлениях и соединительных головках при подаче температурно-активированной воды? И он тоже чрезвычайно важен. Ведь на концах рукавов, разветвлениях, в стволах, местах переходов на другой диаметр, а также там, где

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Re = \frac{vd}{\nu}$	v — средняя скорость движения воды; d — диаметр рукава; ν — кинематическая вязкость воды
2	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	Q — расход воды
3	$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0,25}$	Δ = 0,25 — абсолютная шероховатость внутренней поверхности рукава
4	$h = \frac{\lambda v^2}{d2g}$	g— ускорение свободного падения
5	$h_{1-2} = \frac{P_1}{\rho_1 g} - \frac{P_2}{\rho_2 g}$	ρ_1, ρ_2— соответственно плотность воды на входе в рукав и выходе из него
6	$\xi_{закр} = \left[0{,}13 + 1{,}85\left(\frac{r}{R}\right)^{3,5}\right]\frac{\Theta}{90}$	r — внутренний радиус рукава; R и Θ — радиус и угол его изгиба
7	$h_м = \frac{\xi v^2}{2g}$	—
8	$h_м = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} - \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$	—
9	$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}$	d_1 — внутренний диаметр на выходе в местное гидравлическое сопротивление
10	$V_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2}$	d_2 — внутренний диаметр на выходе жесткого гидравлического сопротивления
11	$\xi_м = \frac{2gh}{V^2}$	$v = \frac{v_1 + v_2}{2}$

Таблица 2

r/R	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\xi_{закр}$	0,13	0,14	0,16	0,21	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

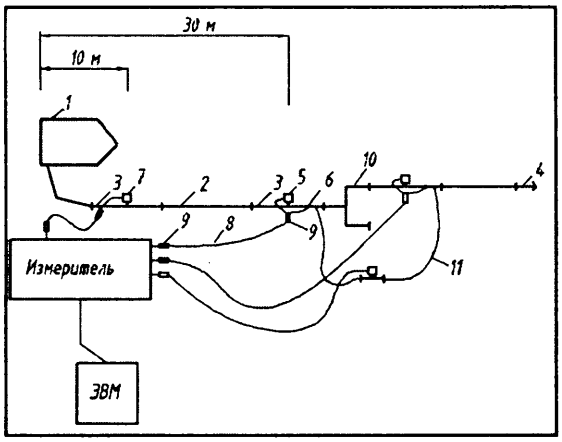


Рис. 6. Схема экспериментальной установки для определения гидравлического сопротивления в прямых рукавах:

1 — многоцелевой пожарный автомобиль; *2* — рукав; *3* — вставка; *4* — ствол; *5* — датчик давления; *6* — термопреобразователь; *7* — расходомер; *8* — комбинационный кабель; *9* — разъем; *10* — разветвление; *11* — импульсная трубка

необходима разборка и сборка пожарно-технического вооружения, есть соединения — камлоки, шароконусные и штуцерно-ниппельные. И в них неизбежны потери напора. Их, разумеется, подсчитывают. Например, потери в разветвлениях и переходных головках — по уравнению Бернулли (формула № 8), а входящие в нее скорости v_1 и v_2 воды — по формулам № 9 и 10. И, наконец, коэффициент $\xi_м$ — по формуле № 11. Но в основе расчетов лежат экспериментальные данные.

И практически очень важно знать, каково несовпадение результатов теоретических расчетов с результатами экспериментов: от этого зависит многое, порой и жизнь людей. Другими словами, нужно знать отклонения опытных значений потери напора от расчетных. И здесь комплекс очень полезен. (На рис. 6 в качестве примера приведена схема для определения гидравлического сопротивления в разветвлениях.)

Методика и программа испытаний основных узлов и агрегатов при подаче горячей, перегретой и температурно-активированной воды многоцелевого пожарного автомобиля автором разработаны. В настоящее время комплекс совершенствуется и будет использован для учебных целей в Академии ГПС МЧС России.

Таким образом, сейчас есть и технология, и средство (измерительный комплекс) оценки автомобильных пожарных установок, работающих на совершенно новой для отечественной практики среде — температурно-активированной воде. С помощью комплекса можно уточнять результаты расчетов, вносить поправочные коэффициенты и тем самым — повысить эффективность новых средств пожаротушения.

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров

Научно-техническая конференция "Перспективы развития отечественного автомобилестроения. Конструктивная безопасность автотранспортных средств"

В НИЦИАМТе прошла 62-я международная научно-техническая конференция ААИ, посвященная 50-летию Женевского соглашения 1958 г. В конференции приняли участие специалисты всех отечественных автомобилестроительных предприятий, НИИ и вузов автомобильного профиля, представители государственных структур (Ростехрегулирования, Минпромторга, ДОБДД МВД РФ и др.), ряда зарубежных фирм ("Вабко", "Кнор-Бремзе", "Вольво", "Роберт Бош", "Мерседес-Бенц", "Ниссан" и т. д.).

На пленарном заседании были зачитаны доклады, посвященные: 50-летию Женевского соглашения и участию в нем России, практике работы органов по сертификации АТС, внедрению изменений № 1 к "Правилам по проведению работ в системе сертификации механических транспортных средств и прицепов", о возможных последствиях принятия федерального закона "Об обеспечении единства измерений", опыте контроля технического состояния новейших транспортных средств в Евросоюзе, оценке конструктивной безопасности автобусов на основе статистики ДТП, уровне пассивной безопасности автомобилей ГАЗ и другие. С сообщениями о своих разработках выступили представители зарубежных фирм.

Во второй день работа была организована по секциям: "Тормозные свойства", "Активная безопасность и эргономика", "Пассивная безопасность". В частности, на секции "Тормозные свойства" прозвучали доклады об экспериментальных исследованиях модулятора АБС прямого действия и характеристик вакуумных усилителей тормозного привода, особенностях реализации алгоритма управления электроно-пневматической тормозной системой и особенностях пропорциональных модуляторов для таких систем, электромеханического привода тормозного и рулевого управления, применении опережающей сигнализации торможения и пр.

На секции "Активная безопасность и эргономика" — о разработке глобальных требований к шинам, проблемах управляемости и устойчивости АТС на шинах сверхнизкого давления, теоретических и экспериментальных исследованиях управляемости и устойчивости автомобиля при смене схемы доводки, влиянии углов установки задних колес на управляемость легкового автомобиля и о многих других проблемах.

На секции "Пассивная безопасность" — о проблеме защиты пешехода, компьютерном моделировании пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей, перспективах развития автомобилей КамАЗ, оценке энергоемкости панели приборов, направлениях развития конструкции барьерных ограждений и др.

В принятом участниками конференции решении отмечено, что доступ к управлению автомобилем все более широких слоев населения с минимальным уровнем профессиональных способностей и подготовки, рост энерговооруженности АТС и напряженности дорожного движения во всем мире заставляют автопроизводителей постоянно совершенствовать свою продукцию, а законодателей — ужесточать требования к безопасности конструкции. Качественным скачком в этом процессе стало широкое применение электронной автоматики и комплексных систем управления на базе бортовых ЭВМ.

Однако отечественные производители, стараясь удержать низкие себестоимость и цены на свою продукцию, избегают применения таких систем, обеспечивая ее соответствие лишь минимальному допустимому уровню требований безопасности. Между тем российский потребитель все чаще выбирает более дорогие и более безопасные АТС зарубежного производства.

Серьезным препятствием в повышении безопасности автомобильного парка страны представляется углубляющаяся коммерциализация самого процесса подтверждения соответствия. Многочисленные и нередко малокомпетентные органы по сертификации, заинтересованные в привлечении заказчиков, просто не могут оставаться принципиальными и не проявлять определенную "гибкость"...

Участники конференции сочли необходимым: подготовить приветственное письмо общественных и некоммерческих автомобильных организаций в адрес WP.29 — рабочего органа Женевского соглашения — и просить делегацию РФ зачитать его на 145-й сессии; совместно с ОАР выступить с инициативой внесения изменений в закон "О безопасности дорожного движения"

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

(ст. 15), предусматривающих ужесточение контроля безопасности ввозимых АТС, бывших в употреблении; поддержать намерения Ростехрегулирования по введению процедуры уполномочивания органов по сертификации и технических служб на право работы в области одобрения типа транспортных средств и способствовать разработке критериев, обеспечивающих реальное повышение их конструктивной и эксплуатационной безопасности; правлению ААИ обратиться в Минпромторговли, Минтранс и МВД РФ с предложением ввести систему мониторинга транспортных средств на стадиях реализации и эксплуатации; с учетом новых и перспективных требований Правил ЕЭК ООН и глобальных технических предписаний рекомендовать производителям автомобильной техники и автокомпонентов уделить внимание ряду наиболее перспективных направлений повышения безопасности АТС (электронные системы торможения и стабилизации, системы сигнализации о торможении, активные подголовники на легковых автомобилях, безопасное остекление, удерживающее водителя и пассажиров внутри пространства салона, экологическая безопасность и надежность шин, эргономические свойства, влияющие на безопасность, технологическое обеспечение конструктивной безопасности на разных стадиях полного жизненного цикла АТС и др.); правлению ААИ совместно с ОАР обратиться в Минпромторговли с просьбой организовать НИР по ряду важнейших направлений повышения безопасности (интеллектуальные транспортные системы, травмобезопасность АТС по отношению к пешеходам, конструкция кабин и элементов их крепления, требования к совместимости транспортных средств в отношении безопасности при столкновении); поручить Комитету ААИ по стандартизации совместно с ОАР и НАПАК подготовить предложения к среднесрочной программе работ по национальной стандартизации, необходимой для повышения безопасности и экологических свойств АТС.

За рубежом

УДК 629.113/.115

Международная система и база данных автомобильных компонентов и материалов

Канд. техн. наук Р.Л. ПЕТРОВ

ВАЗ

Автомобильная экспансия последних десятилетий привела к принятию целого ряда законов, нормативов и требований, формированию сложной многоуровневой правовой системы тестирования, сертификации и контроля АТС. Достаточно сказать, что при разработке и производстве любого изделия массового производства не регламентируется таким обилием нормативов, не пользуется таким повышенным вниманием при его эксплуатации и не утилизируется с такими организованностью и тщательностью, как автомобиль. Например, на изготовителей возлагается, в соответствии с международным стандартом ИСО 14001 по экологическому менеджменту, ответственность за весь его жизненный цикл, включая производство материалов и комплектующих, эксплуатацию и утилизацию в конце срока службы. Кроме того, в последнее время приняты европейские законодательные и нормативные документы, которые касаются производства и экспорта автомобилей в страны ЕС. В частности, Директива 2005/64/ЕС от 26 октября 2005 г. по одобрению типа транспортных средств в части их рисайклинга и утилизации требует от производителей новых типов автомобилей уже с 15 декабря 2008 г. предоставлять при сертификации с каждым из них следующие документы: перечень всех материалов по определенным их группам; расчеты коэффициентов рисайклинга и утилизации автомобиля по методике международного стандарта ИСО-22628, подтверждающие выполнение нормативов вторичной переработки 85 % и 95 % утилизации массы автомобиля; подтверждение выполнения требований Директивы 2000/53/ЕС по ограничению содержания в автомобиле тяжелых металлов (свинца, ртути, кадмия, шестивалентного хрома); подтверждение выполнения решения ЕС № 2003/138 по маркированию полимерных материалов; стратегию проведения утилизации автомобилей для стран ЕС; доказательства управления и контроля сбора необходимой информации по всей цепочке поставщиков автомобильных материалов и компонентов. Данная Директива обязательна в системе единого европейского отипования транспортных средств и вносит соответствующие поправки в Директиву 70/176/ЕЭС от 6 февраля 1970 г. по одобрению типа АТС. Согласно ей, автомобилю не выдадут одобрение типа, пока компетентный орган не проведет предварительный аудит у изготовителя АТС и убедится, что он внедрил технологические мероприятия и процедуры, необходимые для правильного управления аспектами повторного использования, переработки и утилизации, нанесения необходимой маркировки, ограничения содержания вредных веществ, сбора и управления всей информацией, которую он получает от поставщиков по всей цепочке поставок. Для продолжения продаж и регистрации новых автомобилей, одобрение типа которых получено до 15 декабря 2008 г., необходимо до 15 июля 2010 г. получить новые сертификаты на соответствие Директиве 2005/64/ЕС. В противном случае в праве продаж автомобилей в странах ЕС заявителю будет отказано.

Постановление ЕС (№ 1907/2006) от 18 декабря 2005 г. поэтапно вводит в странах ЕС новую систему REACH ("Регистрация, оценка, разрешение и ограничения для химических веществ") по учету химических веществ в составе продуктов и материалов. Она требует, чтобы за период с 1 июня по 31 декабря 2008 г. была выполнена предварительная регистрация веществ, применяемых в составе продукции, которая изготовляется или экспортируется на территорию ЕС, в том числе и автомобилей. Установлены сроки и процедуры проведения полной регистрации таких веществ с заполнением паспортов безопасности (Safety Datasheet) на продукцию и ее компоненты.

Выполнить новые европейские требования по сбору и предоставлению полной информации на автомобили, его компоненты и материалы — задача сложная для всех автопроизводителей, требуемая значительных организационных и финансовых ресурсов. Правда, она облегчается тем, что в последние годы среди ведущих автомобилестроительных фирм мира сформировалась тенденция выработки единых критериев для обмена информацией в отношении состава применяемых материалов и веществ в автомобильных компонентах, единых подходов к кодированию поставщиков, компонентов, материалов, веществ, а также к процедурам разработки, структурирования и наполнения единых баз данных по автомобильным компонентам. Более того, эта тенденция уже оформилась (2000 г.) в виде международной системы и базы данных автомобильных компонентов и материалов (IMDS), которая объединила усилия автомобилестроительных фирм с целью сбора и упорядочения информации о составе автокомпонентов по всей цепочке поставщиков.

В настоящее время в IMDS зарегистрировано 19 автомобилестроительных фирм (БМВ, "ДаймлерКрайслер", "Фиат", "Форд", "Дженерал Моторс", "Фольксваген", "Тойота" и т. д.) и более 50 тыс. их поставщиков. Управляет системой специальный комитет под контролем Всемирной ассоциации автомобильной промышленности.

IMDS представляет собой централизованную, WEB-ориентированную базу данных с возможностью доступа в нее через Интернет как для самих автомобилестроителей, так и для их поставщиков. Но — система гарантирует высокий уровень секретности, безопасности и конфиденциальность данных. Обеспечивается это тщательно продуманными правилами делегирования прав доступа с рабочих мест клиента и организацией многоуровневой системы (так называемой демилитаризованной зоны с защищенным межсетевым экраном для предотвращения несанкционированных атак на сервер извне) защиты со стороны сервера. Кроме того, данные передаются в зашифрованном по протоколу SSL виде, поэтому их перехват неэффективен.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Производители автомобилей и поставщики их компонентов после регистрации в системе IMDS получают к ней доступ. Обмен информацией происходит в виде так называемых MDS — спецификаций данных на автомобильный компонент/полуфабрикат, материал. Эти спецификации могут составлять как поставщики первого уровня, субпоставщики любого уровня, так и сами автомобилестроительные фирмы. Но MDS можно получать и по цепочке (последовательно включенных) данных несколькими предприятиями-субпоставщиками. Однако все работают по правилам и стандартам системы IMDS: вносят в нее всю необходимую информацию о компоненте, которым может быть узел, деталь, заготовка, материал, а также сведения о содержании в изделии или материале регламентированных унифицированных перечнем GADS вредных веществ, т. е. веществ повышенной опасности, на которые имеются нормативные документы и требования. При этом зарегистрированный в системе поставщик автокомпонента или материала заполняет все необходимые данные на изделие прямо со своего рабочего места (компьютера), последовательно, в соответствии с требованиями и процедурами IMDS, переходя от одной экранной формы (таблицы) к другой. В конечном итоге каждый компонент оказывается описанным перечнем материалов, из которых он состоит, при этом сумма его масс соответствует массе компонента. Вместе с тем в режиме работы с опытными партиями изделий и на стадии одобрения поставок допускается возможность первоначального заполнения экранных форм в неполном формате, однако дальнейшая информация вводится после процедуры одобрения поставки.

Клиенты — пользователи IMDS могут вводить в эту систему спецификации для автокомпонентов и материалов, редактировать их, посылать адресатам. Полученные от поставщика спецификации можно принять или отклонить — в зависимости от того, устраивает получателя информация или нет.

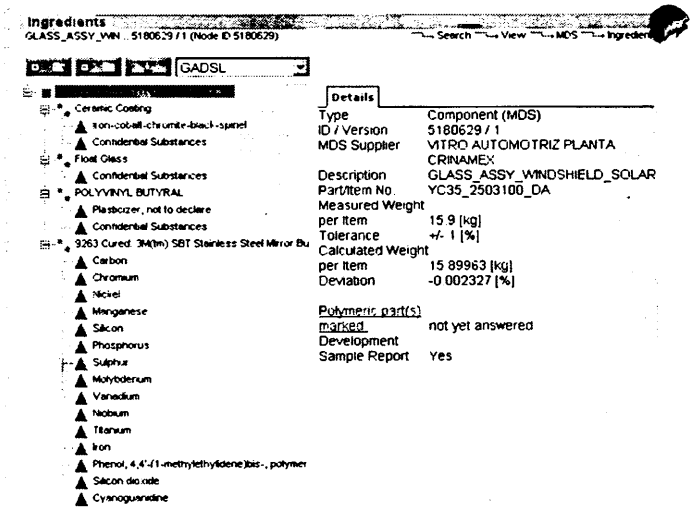
Для пользователя IMDS предусмотрена возможность проанализировать выбранный компонент и определить его состав по категориям основных материалов или отдельным материалам и веществам. Анализ позволяет быстро получить сведения о наличии в детали определенного вещества, его массы и процентном содержании, а также принадлежности вещества к списку запрещенных или ограниченных к применению.

Пользователь IMDS, может также по определенным критериям выполнять поиск спецификаций. Вводятся данные критерии в форме поиска. Причем он, поиск, доступен среди спецификаций, которые были введены внутри предприятия, а также получены от его поставщиков.

В системе IMDS существует и категория публичных спецификаций, которые доступны для просмотра всеми пользователями системы. Но спецификации, которые были введены другими предприятиями или поставщиками, недоступны для просмотра или поиска до тех пор, пока права на доступ к ним не будут открыты автором данной спецификации.

Спецификации для автокомпонентов в системе IMDS (MDS) построены по древовидной иерархической структуре, узлами которой может быть компонент, полуфабрикат, материал, вещество. Для их идентификации применяются приведенные ниже символы.

■	Компонент — законченное изделие, отдельный узел внутри этого изделия (субкомпонент) или отдельная деталь
●	Полуфабрикат — незаконченный продукт, который еще будет подвергнут какой-либо производственной обработке (сварка, резка, штамповка и т. д.) перед тем, как получить из него готовое изделие
●●	Материал — то, из чего состоит изделие или полуфабрикат. Он, как правило, содержит базовые вещества, но может состоять также из других материалов
▲	Базовые вещества — составляющие материала в том виде, в каком они в нем существуют. Например, металлы состоят из химических элементов, полимеры могут состоять из пластификаторов, красителей, наполнителей и т. д.



Материалы должны быть описаны в системе в таком состоянии, в каком они находятся в завершенном изделии без включения, например, испаряющихся растворителей. Объединение основного материала и покрытия запрещено, они должны быть описаны как два или более различных материала.

Просмотр спецификаций зарегистрированным пользователем IMDS может происходить либо в полном виде, т. е. с раскрытыми подструктурами, или с различной степенью детализаций. Как это выглядит на дисплее компьютера, показано на рисунке, где приведен фрагмент из системы IMDS для ветрового стекла с выбранной детализацией экранной формы.

В левой части окна расположена, как видим, древовидная структура выделенного компонента, который состоит из четырех материалов. Каждый из них, в свою очередь, состоит из основных веществ. При выделении любого элемента структуры из левой части, в правом окне отображаются относящиеся к нему свойства и описания. Приводится тип элемента, его идентификатор, масса, в том числе процентное содержание, поставщик и т. д. Для компонентов выводится как расчетное значение массы (сумма составляющих элементов), так и фактически измеренное ее значение, а также допустимые отклонения от расчетного. Для веществ должны обязательно показываться, если имеются, вещества из списка GADSL (они выделяется другим цветом).

Если поставщик желает ограничить предоставление части информации по составу материалов автокомпонента (например, для сохранения конфиденциальности рецептуры и "ноу-хау"), он может в пределах разрешенного уровня замаскировать некоторые вещества. В этом случае вещество проходит под названием "конфиденциально". Однако ни одно вещество из перечня GADSL не может быть скрыто.

Получив необходимые спецификации (MDS) по системе IMDS, автопроизводитель в коне цепочки имеет полную информацию о каждом конкретном изделии, а в совокупности — об автомобиле. Для обработки этой информации предлагается улучшенный интерфейс (IMDS-AI), который может экспортировать данные в формате XML, что позволяет встроить IMDS в корпоративные системы управления и контроля. В результате OEM-фирма получает возможность автоматизировать ввод, сбор и анализ данных, исходя из собственных задач, а также использовать информацию, полученную из IMDS, в корпоративных базах данных.

Система очень выгодна и тем, что позволяет минимизировать индивидуальные усилия и затраты отдельных автомобилестроительных фирм по сбору и обработке информации по всей сети поставщиков и субпоставщиков, а также обеспечить автоматизированные процедуры подготовки отчетных и аналитических документов для производимых и разрабатываемых автомобилей, оценки выполнения существующих экологических законов, норм и требований. В результате теперь все OEM-фирмы согласны с тем, что затраты и усилия каждой из них на организацию индивидуального сбора данных по всей цепочке поставщиков, последующее создание и хранение архива информационных данных гораздо значительнее, чем при

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

частии в общем консорциуме с едиными стандартными процедурами и правилами.

Хотя первоначальными целями для системы IMDS были решение многочисленных экологических задач и выполнение необходимых расчетов для автомобилей, она стала с успехом использоваться в автомобилестроительных фирмах как хороший инструмент управления системой поставок автокомпонентов и взаимодействия с поставщиками. Поэтому большинство OEM-фирм работу в системе IMDS выдвигают в качестве обязательного требования для всех своих поставщиков и оформили такие требования корпоративными стандартами и декларациями, включили в процедуры разработки проектов (PDM), одобрения выбора поставщиков (PPAP) и системы контроля качества (TQM).

Членство IMDS и доступ в нее для всех поставщиков автокомпонентов и материалов бесплатные, а для автомобилестроительных фирм — платные (зависит от числа заимствованных из системы в год спецификаций на компоненты, которые фирма применяет для комплектования своих автомобилей).

Так обстоят дела за рубежом. Но и на территории РФ уже работают более двух десятков поставщиков автокомпонентов, которые зарегистрированы в IMDS. И поставщики ВАЗа в этом смысле — не исключение. Например, на переговорах по проекту "Автомобиль ВАЗ-2116" фирма "Магна Штайр" сформулировала предложения по обязательному использованию IMDS всеми поставщиками компонентов для автомобилей этого семейства, а также дополнительный пакет предложений по обеспечению экологической их безопасности, в том числе обязательность выполнения требований системы REACH и нормативов из перечня GADSL вредных веществ, в котором содержатся 94 наименования веществ и материалов.

Учитывая непрерывно ужесточающиеся требования европейских законов и директив по экологической безопасности производимых и реализуемых в ЕС автомобилей, озабоченность, выражаемую импортерами продукции ВАЗа в отношении принятия своевременных мер по подготовке к их выполнению, а также планы руководства завода сохранить и увеличить экспорт автомобилей "Лада" в страны Европы, ВАЗ предпринимает ряд организационных шагов и мер. В частности, уже идет подготовка к выполнению требований Директивы 2005/64/ЕС, Постановления ЕС № 1907/2006 и других современных экологических нормативов Европы. Автозавод внес определенные изменения в некоторые свои стандарты и нормативную документацию, сформулировал дополнительные требования для внесения в КД и ТУ на автомобильные компоненты; ведется разработка единых корпоративных требований к поставщикам автомобильных компонентов и материалов по обеспечению экологической безопасности изделий и предоставлению сопроводительной информации. Например, уже ясно: начиная со стадии выбора поставщиков, одобрения производства автомобильных компонентов, и в последующих фазах взаимодействия е поставщиками необходимо запрашивать комплект документов, в состав которого входят декларация (письменные обязательства) о готовности поставщика выполнять "Корпоративные требования ОАО "АВТОВАЗ" по обеспечению экологической безопасности изделий и предоставлению сопроводительной информации"; отчеты о: составе материалов и покрытий изделия; содержании в изделии вредных веществ; деталей из полимеров, имеющих маркировку материала; соответствий изделия, содержащего полимерные компоненты, требованиям по запахам и эмиссии легколетучих органических соединений углеводородов; затратах тепловой, электрической энергии и природного газа при производстве изделия; паспорта безопасности веществ (материалов); санитарно-эпидемиологическое заключение на изделие; заключение пригодности изделия к утилизации; реестр изменений в производственном цикле изделия.

Кроме того, ВАЗ продолжает работу по совершенствованию корпоративных информационных систем и их интеграции. В том числе по электронным "Архиву актуализированной нормативной документации"; "Справочнику материалов", "Системе конструкторской документации", "Картотеке комплектующих изделий" и др. Такие системы позволяют управлять всей совокупностью информации и служат аргументами при аудитах. То есть ВАЗ постепенно "вписывается" в систему мирового автомобилестроения и с этой точки зрения.

Вышли из печати

Набоких В.А. "Автотракторное электрическое и электронное оборудование. Словарь-справочник"

Словарь-справочник "Автотракторное электрическое и электронное оборудование" вышел в свет в издательстве "Горячая линия—Телеком". Издание содержит объяснения слов, словосочетаний, терминов и понятий в области конструкции, расчета, испытаний и эксплуатации систем электрооборудования и электроники, многие из которых появились недавно.

В книге рассмотрены вопросы информационной идентичности понятий и определений в области электрического и электронного оборудования. Эти понятия относятся к системам электроснабжения, аккумуляторным батареям, электростартерам, системам зажигания и управления двигателем, антиблокировочным системам, светотехническим приборам, информационным системам и т. д. Даны аналоги значений ряда англоязычных слов и понятий, часто встречающихся в технической литературе. Кроме того, описаны электрические и электронные изделия, обеспечивающие безопасность дорожного движения, экономию топлива и экологию, изложена классификация систем электрооборудования в новой интерпретации в соответствии с современным развитием конструкций изделий и систем с широким использованием микропроцессорной техники.

В словаре-справочнике отражена номенклатура отечественных электрических и электронных изделий и их применяемость на автомобилях, тракторах и мотоциклах, а также изложены принципы работы генераторов, стартеров, систем зажигания, светооптические схемы световых и светосигнальных приборов. Рассмотрены, наряду с серийными изделиями электрооборудования, и перспективные. Например, топливные форсунки с пьезоприводом, молекулярные накопители энергии, мультиплексная проводка комбинированных (гибридных) силовых установок и другие новейшие разработки в области электрооборудования. Приведены общие сведения о концептуальных изделиях и системах, над которыми работают ведущие автомобильные фирмы в России и за рубежом. Систематизированы сведения о конструкции, электрических и структурных схемах, прогнозах развития электрооборудования автомобилей, тракторов и мототехники.

Материалы словаря-справочника обобщают опыт работы заводов АТЭ, ФГУП "НИИАвтоэлектроника", а также кафедр "Автотракторное электрооборудование" МГТУ "МАМИ" и "Электротехника и электрооборудование" МАДИ (ГТУ).

По книге имеется ряд замечаний и предложений. Например, при раскрытии термина "алгоритм" желательно включить иллюстрацию, показывающую сущность алгоритма системы управления, расширить номенклатуру коммутационной и защитной аппаратуры.

Словарь-справочник предназначен для студентов, инженерно-технических работников предприятий-производителей электрооборудования, преподавателей и аспирантов, занимающихся электрооборудованием автомобилей и тракторов.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

24 мая 2008 года на 86 году жизни скончался ветеран Великой отечественной войны, ветеран 21 НИИИ МО РФ, Заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор технических наук, профессор

Николай Никанорович Яценко

Всю свою сознательную жизнь он отдал служению Родине, армии и науке.

Сразу после окончания средней школы в Саратове Николай Никанорович был призван в ряды Советской Армии и прошел в ней путь от солдата до полковника. С первых дней принимал активное участие в Великой отечественной войне, откуда он, командир батареи, в 1944 году был направлен на учебу в Академию бронетанковых войск.

По окончании академии заместитель командира танкового полка Н.Е. Яценко включается в научную работу на полигоне в Кубинке. В 1952 году — поступает в адъюнктуру Академии артиллерийских наук, где защищает кандидатскую диссертацию и в 1955 году назначается заместителем начальника ведущего научного отдела 21 НИИИ. В 1961 году он — начальник того же отдела, в 1967-м защищает докторскую диссертацию. А в 1969 году полковник Яценко после ампутации обеих ног оставляет действительную военную службу.

Пройдя реабилитацию, Николай Никанорович работает ведущим научным сотрудником 21 НИИИ (в/ч 63539), а в 1974 году получает приглашение возглавить кафедру в филиале Иркутского политехнического института в Братске, в 1979 году постановлением Совета Министров СССР профессор Яценко назначается ректором с его помощью организованного Братского политехнического института. По медицинским показаниям в 1981 году возвращается в Москву, работает ведущим научным сотрудником в НИЦИАМТе. В 1992 году он — советник Госстандарта России, в 1997-м в ГНЦ "НАМИ" — директор НТЦ и заведующий отделом повышения качества и надежности автомобильной техники и до последних своих дней консультант и член ученых советов 21 НИИИ МО РФ и НИЦИАМТа.

Все эти связанные с научной деятельностью годы признанный ученый и специалист в области колебаний, вибронагруженности и ускоренных испытаний создавал научные школы и готовил научные кадры высшей квалификации, у него десятки защитившихся учеников, им написано и опубликовано более 150 научных статей и докладов, семь фундаментальных монографий, получено 17 авторских свидетельств и патентов. Его титанический труд отмечен семнадцатью правительственными наградами, премиями и почетными дипломами Совмина РФ.

Мы — коллеги, друзья, соратники и сослуживцы Николая Никаноровича, редакция и редакционная коллегия журнала "Автомобильная промышленность" — выражаем соболезнования родным и близким покойного, скорбим вместе с ними и будем помнить этого несгибаемого человека плодотворного труда, железной воли и, как мы думали, неиссякаемой энергии.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х.А., Крахмалева А.В., Валеев И.Д. — Выбор Парето-оптимальных параметров грузового автомобиля при его разработке . . . 1

Хрусталева Н.А. — "Фольксваген" в Китае . . . 5

Сапожников С.В. — Для повышения устойчивости городских транспортных систем . . . 7

АСМ-факты . . . 9

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Силин Е.Л. — Повышение динамических качеств дизеля изменением физико-химических свойств топлива . . . 10

Алиев А.Я., Фаталиев Н.Г. — Система охлаждения ДВС, оснащенная электроприводным насосом . . . 14

Науменко Б.С., Трегубов А.В. — Новая концепция управления движением транспортных машин как основа создания бортовых регуляторов скорости . . 15

Ермаков Б.Е., Зайцев С.В. — Определение сил инерции Кориолиса, действующих на гусеницы амфибийных машин . . . 18

Ходес И.В., Бондаренко М.В. — Компьютерная поддержка активной безопасности автомобиля . . . 20

Читатель предлагает

Рыбаков А.А. — Пневматический привод газораспределительного механизма ДВС . . . 24

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Клюкин П.Н., Набоких В.А. — Оборудование для диагностирования электронных систем зажигания . . . 25

Красильников А.А., Самойлов А.Д., Семенов А.Г., Элизов А.Д. — Универсальный крепеж для защитных поддонов ДВС . . . 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Тюрин А.Н. — Суперфиниширование: баланс энергии взаимодействия инструмента и заготовки . . . 28

Семенов Н.В., Ролле В.Е., Семенов А.Г. — Расчетное исследование поперечных колебаний автомобиля . . . 31

Храмцов С.П. — Измерительный комплекс для исследования работы пожарно-технического оборудования при подаче температурно-активированной воды . . . 34

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров

Конференция . . . 36

За рубежом

Петров Р.Л. — Международная система и база данных автомобильных компонентов и материалов . . . 38

Вышли из печати

Набоких В.А. — "Автотракторное электрическое и электронное оборудование. Словарь-справочник" . . . 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Е.Г. Волкова

Сдано в набор 05.05.2008. Подписано в печать 19.06.2008.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,13. Зак. 666.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184

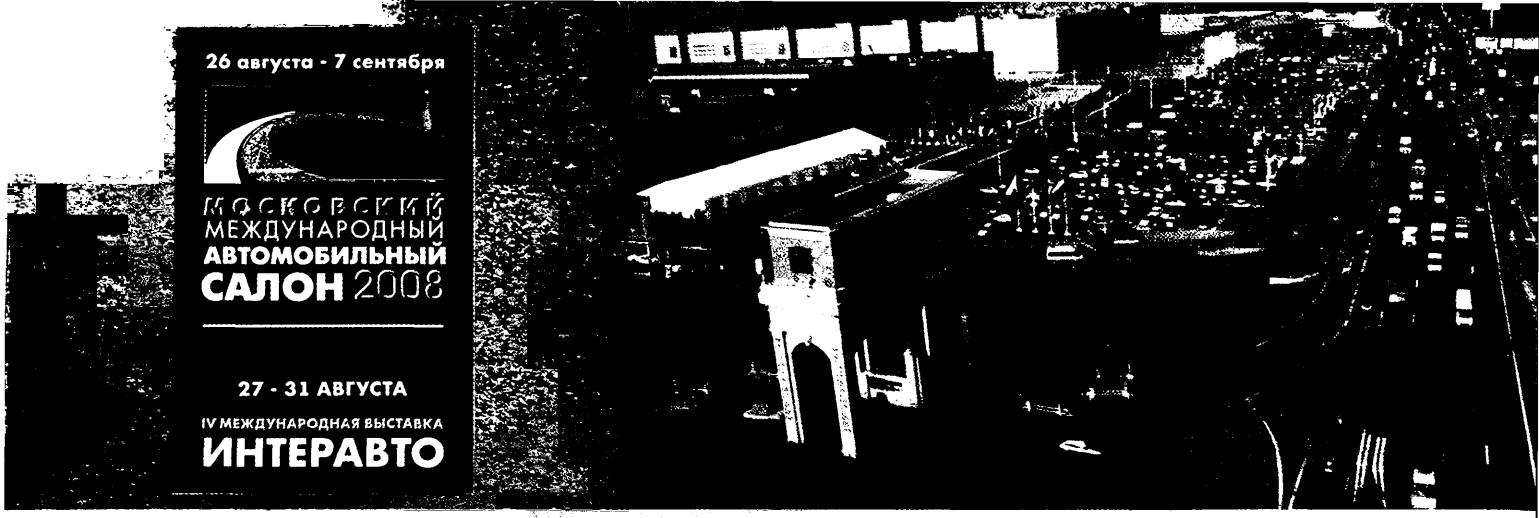
Цена свободная

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru



КОНГРЕСС ТЕХНОЛОГОВ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

ЦЕЛЬ КОНГРЕССА:

Анализ тенденций развития технологий производства автомобильной техники и автокомпонентов в России и за рубежом, ознакомление с современными технологическими решениями, внедрением прогрессивного оборудования и инструментов, применением новых материалов в автомобилестроении.

В рамках Конгресса предусмотрено проведение Пленарного заседания и обсуждение докладов на сессиях по направлениям технологии производства автомобильной техники, технологическим переделам и новым материалам.

ТЕМЫ ДИСКУСИИ:

- автосборка и окраска
- системотехника и роботизация
- экология, переработка отходов и утилизация
- заготовительное, литейное и сварочное производства
- новые материалы, технологическое оборудование и инструменты
- системы технологического обеспечения качества на основе международных стандартов
- быстрое прототипирование и информационные технологии
- механическая обработка, металлорежущие станки, оснастка
- технологии ремонта узлов и агрегатов АТС

ОРГАНИЗАТОРЫ

Комитет ТПП РФ по предпринимательству в автомобильной сфере | АСМ-холдинг | ОАР | НАПАК | ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ

Минпромэнерго России, ОАО «НИИТавтопром»

В РАМКАХ

Деловой программы 4-й Международной автомобильной выставки «ИНТЕРАВТО-2008»

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ

Крокус Экспо
международный выставочный центр

Павильон № 2, Конференц зал «G»

ДАТА ПРОВЕДЕНИЯ

27 августа 2008 года

КОНТАКТЫ

Оргкомитет: ОАО «АСМ-холдинг»
ул. Кузнецкий мост, 21/5, Москва, Россия, ГСП 6, 107996
Тел/факс: +7 (495) 621 6260, 621 0200, 621 1344, 626 0924, 621 7546
e-mail: inf@asm-holding.ru

Руководитель проекта:
Сеин Василий Александрович,
тел. (495) 626-04-71, e-mail: vasein@asm-holding.ru

ИНФОРМАЦИОННАЯ ПОДДЕРЖКА

Автобизнес

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

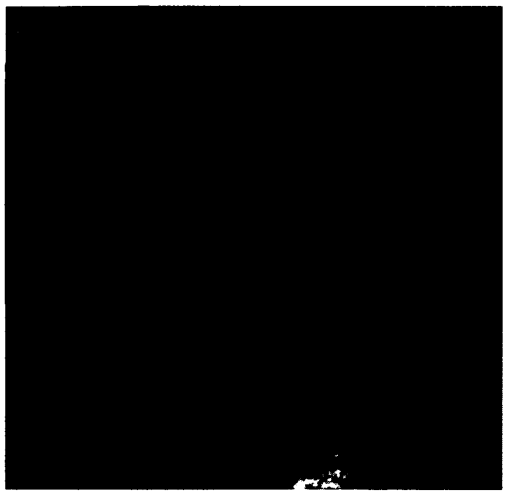
МЕЖДУНАРОДНАЯ ВЫСТАВКА-ЯРМАРКА АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ, ТОВАРОВ И УСЛУГ ДЛЯ ЗИМНЕГО СЕЗОНА

«АВТОЗИМА-2008»

АВТОЗИМА 2008

МЕЖДУНАРОДНАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ВЫСТАВКА INTERNATIONAL TR

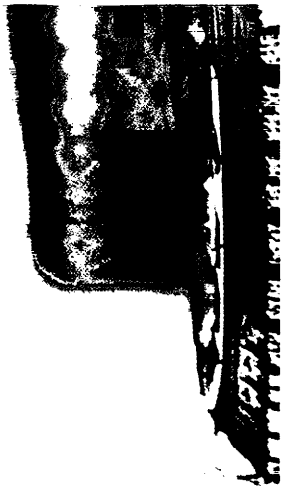
AUTOWINTER 2008



23-26 ноября 2008 Москва, ВВЦ, Павильон 57

АСМ ХОЛДИНГ

Организатор - ОАО «АСМ-холдинг» при поддержке Правительства Москвы



Контакты:

Центр выставок

Тел.: (495) 625-51-79
621-00-15
628-94-64

Факс: (495) 626-06-19
626-07-60

E-mail:
venera@asm-holding.ru
dvd@asm-holding.ru

www.asm-holding.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru